

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Ljudevit Putarek

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:
Doc. dr. sc. Goran Šagi, dipl. ing.

Student:
Ljudevit Putarek

Zagreb, 2017.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru Doc. dr. sc. Goranu Šagiju na ukazanoj pomoći, savjetima te ustupljenoj literaturi i Doc. dr. sc. Zoranu Domitranu na savjetima vezanima uz korištenje tenzometarskih traka. Također se zahvaljujem svojoj obitelji na financijskoj i moralnoj podršci te razumijevanju tijekom moga dosadašnjeg studija.

Ljudevit Putarek



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Ljudevit Putarek**

Mat. br.: 0035195422

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Analiza naprezanja komponenti ovjesa bolida Formule student**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Stress analysis of suspension system components of Formula student race car**

Opis zadatka:

U sklopu FSB Racing Team-a studenti FSB-a već nekoliko godina sudjeluju u izradi trkaćeg bolida za međunarodno natjecanje Formula student. U sklopu tog natjecanja cilj je osmisлити, konstruirati i izraditi novi trkaći bolid. Za elemente ovjesa aktualnog bolida Strix potrebno je usporediti rezultate analize naprezanja primjenom metode konačnih elementa (FEM) i vrijednosti dobivene mjerenjem tenzometarskim trakama.

U okviru završnog rada potrebno je:

- Proučiti područje korištenja tenzometarskih traka, odrediti koje trake koristiti, koje module za prikupljanje podataka koristiti te kako obraditi podatke mjerenja.
- Napraviti FEM analizu poprečnog ramena za statički slučaj opterećenja.
- Provesti mjerenje na poprečnom ramenu ovjesa bolida korištenjem tenzometarskih traka za slučaj opterećenja jednak onom u FEM analizi.
- Usporediti rezultate FEM analize i mjerenja tenzometarskim trakama.
- Dijagramom toka prikazati postupak mjerenja kako bi mogao postati procedura mjerenja koja se može primijeniti i na ostale elemente bolida.
- Dodatno analizirati slučajeve naprezanja poprečnog ramena s opterećenjima preuzetim iz simulacija dinamike bolida (za standardne ispitne procedure iz FSAE natjecanja) kao pripremu za buduća mjerenja tenzometarskim trakama u dinamičkim uvjetima.

Pri izradi se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu završnog rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

30. studenog 2016.

Rok predaje rada:

1. rok: 24. veljače 2017.

2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.

3. rok: 22. rujna 2017.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 27.2. - 03.03. 2017.

2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.

3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.

Zadatak zadao:

Doc. dr. sc. Goran Šagi

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VI
POPIS OZNAKA	VII
SAŽETAK.....	IX
SUMMARY	X
1. UVOD	1
2. OVJES – PROBLEMATIKA I KARAKTERISTIKE.....	3
2.1. Osnovni pojmovi iz kinematike vozila.....	3
2.2. Dinamika vozila.....	7
2.3. Ovjes bolida – <i>Strix</i>	8
3. FEM ANALIZA RAMENA OVJESA ZA SLUČAJ MIROVANJA BOLIDA	11
3.1. Solidworks Motion	11
3.2. Određivanje vanjskog opterećenja.....	13
3.3. Ovjes <i>Strix</i> -a u <i>Solidworks Motion</i> -u i izračun reakcijskih sila.....	15
3.4. Analiza naprezanja	18
3.4.1. Konačni elementi.....	18
3.4.2. Kreiranje mreže i definiranje rubnih uvjeta i opterećenja.....	19
3.4.3. Analiza naprezanja	21
3.4.3.1. Analiza rezultata	23
4. PRIPREMA ZA MJERENJE NAPREZANJA	25
4.1. Elektrootpornički tenzometri.....	25
4.1.1. Primjena tenzometarskih mjernih traka.....	27
4.1.1.1. Linearno stanje naprezanja	27
4.1.1.2. Ravninsko stanje naprezanja s poznatim smjerom glavnih naprezanja	27
4.1.1.3. Ravninsko stanje naprezanja s nepoznatim smjerom glavnih naprezanja ..	28
4.1.2. Faktor tenzometarske trake	29
4.1.3. Mjerenje promjene otpora tenzometra	29
4.1.3.1. Princip rada	30
4.2. Odabir elemenata potrebnih za mjerenje	31
4.2.1. Tenzometarske trake kod mjerenja	32
4.2.2. Priključna klemna.....	33
4.2.3. Priključni kabel	33
4.2.4. Ljepilo za tenzometarske trake.....	34

4.2.5.	Konektori.....	34
4.2.6.	Mjerno pojačalo.....	35
4.3.	Pozicioniranje tenzometarskih traka i šasijske.....	35
5.	ANALIZA OPTEREĆENJA U DINAMIČKIM UVJETIMA	39
5.1.	Skidpad – utrka bočnog ubrzanja (osmica).....	39
5.2.	Pretpostavka opterećenja	40
5.2.1.	Određivanje bočnog ubrzanja i bočne sile	41
5.2.2.	Određivanje vertikalnog opterećenja	42
5.2.2.1.	Proračun krutosti valjanja, vožnje i preraspodjele opterećenja	43
5.3.	Izračun reakcijskih sila	49
5.4.	Analiza naprezanja – Skidpad.....	51
6.	DIJAGRAM TOKA	53
7.	ZAKLJUČAK	54
	LITERATURA.....	55
	PRILOZI.....	56

POPIS SLIKA

Slika 1.1. Formula <i>Arctos</i> , 2014.g., Silverstone.	2
Slika 1.2. Novi bolid- <i>Strix</i>	2
Slika 2.1. Određivanje središta valjanja ovjesa sa dvostrukim poprečnim ramenima.[1]	4
Slika 2.2. Prikaz prednjeg promjenjivog bočnog nagiba kotača bolida <i>Strix</i>	5
Slika 2.3. Prikaz nepromjenjivog bočnog nagiba osi zakretanja kotača bolida <i>Strix</i>	5
Slika 2.4. Prikaz nepromjenjivog uzdužnog kuta osi zakreta kotača bolida <i>Strix</i>	6
Slika 2.5. Prednji lijevi dio ovjesa bolida <i>Strix</i>	8
Slika 2.6. <i>Push – rod</i> i <i>Pull – rod</i> sustav.	9
Slika 3.1. Prikaz opcije u <i>Solidworks Motionu</i>	11
Slika 3.2. Prikaz ispitne procedure <i>K & C</i> u <i>CarSimu</i>	14
Slika 3.3. Iznosi vertikalne sile u vrijeme trajanja procedure.	14
Slika 3.4. Prikaz sklopa sa vanjskim opterećenjem.	15
Slika 3.5. Promjena sile ovisno o vremenu.	16
Slika 3.6. Prikaz kreiranja rezultata.	16
Slika 3.7. Dijagram iznosa reakcijske vertikalne sile.	17
Slika 3.8. Izoparametarski tetraedarski konačni element 1. reda [7].	18
Slika 3.9. Prikaz rubnih uvjeta i opterećenja.	19
Slika 3.10. Prikaz mreže s najmanjim brojem konačnih elemenata.	20
Slika 3.11. Prikaz mreže s najvećim brojem konačnih elemenata.	20
Slika 3.12. Konvergencija pomaka.	21
Slika 3.13. Prikaz naprezanja za 1. slučaj opterećenja.	22
Slika 3.14. Prikaz naprezanja za 2. slučaj opterećenja.	22
Slika 3.15. Prikaz naprezanja za 3. slučaj opterećenja.	22
Slika 3.16. Prikaz točaka u odnosu na koordinatni sustav.	23
Slika 3.17. Naprezanje u točkama A i B ovisno o opterećenju.	24
Slika 3.18. Prikaz gornjeg lijevog ramena prednjeg ovjesa bolida <i>Strix</i>	24
Slika 4.1. Tenzometarske trake na bolidu Formule Student [11].	25
Slika 4.2. Tenzometar sa žičanom rešetkom [10].	26
Slika 4.3. Lijepljenje tenzometarske trake [10].	26
Slika 4.4. Mjerna traka postavljena pod kutom φ od glavnog naprezanja σ_1 [11].	27
Slika 4.5. Mjerna traka postavljena u smjerovima glavnih naprezanja [11].	28
Slika 4.6. Mjerna rozeta: a) ($0^\circ/60^\circ/120^\circ$) i b) ($0^\circ/45^\circ/90^\circ$) [11].	28
Slika 4.7. Wheatstoneov puni mjerni most [11].	30
Slika 4.8. Prikaz tenzometarske trake iz serije XY9 [12].	32
Slika 4.9. Karakteristike tenzometarske trake 1-XY91-3/120 [14].	32
Slika 4.10. Prikaz priključne kleme LS7/5/4 [12].	33
Slika 4.11. Prikaz priključnog kabla 1-CABA1 [12].	33
Slika 4.12. Ljepilo za tenzometarske trake 1-X60 [12].	34
Slika 4.13. Konektor s 15 pinova [15].	34
Slika 4.14. Mjerno pojačalo Spider 8.	35
Slika 4.15. Pozicionirane tenzometarske trake.	36
Slika 4.16. Detalj prikaza tenzometarske trake.	36
Slika 4.17. Prikaz spojene šasije i stolu u <i>Solidworksu</i> (lijevo) te u laboratoriju (desno).	37
Slika 4.18. Prikaz detalja prihvata u <i>Solidworksu</i> (iznad) i u laboratoriju (ispod).	37
Slika 4.19. Shema ispitivanja naprezanja ramena ovjesa.	38
Slika 5.1. Prikaz ispitne procedura <i>Skidpad</i>	39
Slika 5.2. Prikaz bolida u <i>Skidpadu</i> u <i>CarSimu</i>	40
Slika 5.3. Prikaz ovisnosti bočnog ubrzanja o vremenu.	41

Slika 5.4. Prikaz ovisnosti bočne sile o vremenu.	42
Slika 5.5. Dimenzije vozila i statička preraspodjela mase, preuzeto iz [1].	43
Slika 5.6. Bočni prikaz vozila, preuzeto iz [1].	46
Slika 5.7. Prikaz prijenosa bočnog opterećenja, preuzeto iz [1].	48
Slika 5.8. Prikaz sklopa za opterećenja s vanjskim opterećenjima u <i>Skidpadu</i>	50
Slika 5.9. Promjena poprečne reakcijske sile.	50
Slika 5.10. Promjena vertikalne reakcijske sile.	51
Slika 5.11. Prikaz naprezanja za ispitnu proceduru <i>Skidpad</i>	51
Slika 6.1 Dijagram toka određivanja naprezanja dijelova ovjesa	53

POPIS TABLICA

Tablica 2.1. Kinematske značajke prednjeg ovjesa bolid <i>Strix</i>	10
Tablica 3.1. Prikaz ikona na alatnoj traci u <i>Solidworks Motion</i> - u, te njihove funkcije.	12
Tablica 3.2. Iznosi reakcijskih sila za različiti iznos vanjskog opterećenja.	17
Tablica 3.3. Tablica opterećenja.....	21
Tablica 4.1. Ponuda tvrtke HBM.....	31
Tablica 5.1. Prikaz maksimalne vrijednosti bočne sile i bočnog ubrzanja.....	42
Tablica 5.2. Podaci potrebni za izračun krutosti vožnje i valjanja.....	44
Tablica 5.3. Iznosi visina središta valjanja.	46

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

BROJ CRTEŽA

Naziv crteža iz sastavnice

POPIS OZNAKA

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis
a_y	m/s^2	Bočno ubrzanja
b_f, b_r	m	Trag kotača
E	MPa	Modul elastičnosti
f_F, f_R	Hz	Frekvencija ovješene mase
G	N	Težina
g	m/s^2	Ubrzanje sile teže
H	m	Krak djelovanja momenta valjanja ovješene mase
h	m	Visina težišta
h_{R0}	mm	Visina središta valjanja
k	-	Faktor tenzometarske trake
K_{RF}, K_{RR}	N/m	Krutost vožnje
$K_{\phi F}, K_{\phi R}$	Nm/rad	Krutost valjanja
l	m	Međuosovinski razmak
m_{st}	kg	Masa ovješene mase i masa vozača
m_{st-f}	kg	Iznos mase na prednjoj osovini
m_{ut}	kh	Masa neovješene mase
R	Ω	Otpor vodiča
R_0	-	Središte valjanja
r_s	mm	Polumjer zakretanja kotača
P	-	Točka trenutnog pola rotacija
U_E	J	Unutarnja energija deformiranja
U_o	V	Istosmjerni ulazni napon
U_M	V	Mjerni napon
z_{RF}, z_{RR}	m	Visina središta valjanja
W_L	N	Vertikalna sila na prednjem lijevom kotaču tijekom valjanja mase
W_R	N	Vertikalna sila na prednjem desnom kotaču tijekom valjanja mase
ΔW_F	N	Preraspodjela opterećenja na prednjoj osovini tijekom valjanja mase
ΔW_R	N	Preraspodjela opterećenja na stražnjoj osovini tijekom valjanja mase

x	m	Vertikalnu udaljenost između središte valjanja prednje osovina i točke na osi valjanja kod težišta vozila
γ	°	Bočni nagib kotača
δ	°	Usmjerenost kotača
ε	mm	Deformacija
η	-	Parametar relativne pogreške
ν	-	Poissonov faktor
σ	°	Bočni nagib osi zakretanja kotača
σ_1, σ_2	MPa	Glavne osi naprezanja
τ	°	Uzdužni nagib osi zakretanja kotača
ϕ	°	Kut valjanja šasije

SAŽETAK

U ovom radu prikazana je analiza naprezanja gornjeg prednjeg ramena ovjesa trkaćeg bolida Formule student *Strix*. U sklopu rada napravljena je analiza naprezanja ramena ovjesa za statičko opterećenje te za dinamičko opterećenje u ispitnoj proceduri *Skidpad*. Ovjes je modeliran u programskom paketu *Solidworks 2014*. Nakon određivanja vanjskog opterećenja u programskom paketu *CarSim 8.1.*, izračunate su reakcijske sile u *Solidworks Motionu* za tri slučaja statičkog opterećenja. Nadalje, nakon što su izračunate reakcijske sile, proveden je proračun čvrstoće metodom konačnih elemenata u programskom paketu *Abaqus 6.12*. Za analizu naprezanja korištena je opcija automatskog umrežavanja mreže te je prikazana konvergencija pomaka. Tijekom analize naprezanja korišteni su izoparametarski tetraedarski konačni elementi 1. reda. Za dvije točke na cijevima gornjeg ramena prednjeg ovjesa prikazana su naprezanja ovisno o slučaju opterećenja. Dodatno, prikazano je korištenje tenzometarskih traka, podjela traka i postupak mjerenja deformacija tenzometarskim trakama. Prikazani su svi potrebni elementi za ispitivanje tenzometarskim trakama, shema spajanja svih elemenata te raspodjela traka na gornjem ramenu prednjeg ovjesa bolida u dvije odabrane točke. U zadnjem poglavlju iznesen je analitički postupak preraspodjele opterećenja u zavoju kod ispitne procedure *Skidpad*. Određivanjem vertikalnog opterećenja analitičkim proračunom i bočnog opterećenja u *CarSimu* prevedena je analiza naprezanja u *Abaqusu 6.12*. Na kraju rada prikazan je dijagram toka analize naprezanja.

Ključne riječi: ovjes, reakcijske sile, analiza naprezanja, tenzometarske trake, preraspodjela opterećenja, *Skidpad*

SUMMARY

In this thesis the stress analysis of the upper front suspension arm of Formula Student race car Strix is presented. This study is focused on the stress analysis of suspension arm for static load cases, as well as the dynamic load case using Skidpad test procedure. The software package SolidWorks 2014 was used to design the suspension system. After determining the external load in software package CarSim 8.1., the reaction forces were calculated using SolidWorks Motion software package for three static load cases. Furthermore, after calculating the reaction forces, the strength calculation using finite element method in the software package Abaqus 6.12 was carried out. The adaptivity mesh was used to perform the stress analysis, also, convergence of finite element method. During the stress analysis, the isoparametric tetrahedral finite elements 1st order were used. Depending on the load case, the stresses results for two points on upper arm tubes were presented. Furthermore, usage of strain gauges, classification of strain gauges and the measurement procedure are explained. The elements necessary for this testing were shown, as well as the connection diagram of all elements and the distribution of strain gauges on the upper front suspension arm in two selected points. In the final chapter is presented the analytical process of load redistribution in the turn of Skidpad test procedure. After determining vertical load analytically and lateral load in CarSim, the stress analysis was performed in Abaqus 6.12. Finally, the flow chart for stress analysis of suspension system components was presented.

Keywords: suspension, reaction forces, stress analysis, strain gauges, load redistribution, Skidpad

1. UVOD

Formula Student je natjecanje studenata u razvoju, koncipiranju, konstrukciji, proizvodnji i prezentaciji bolida jednosjeda koji je rađen prema pravilima definiranim u pravilniku *Formula SAE Rules*. Osim što ta pravila definiraju konstrukciju, ona prvenstveno služe za očuvanje sigurnosti konstrukcije bolida te samim time sprječavaju mogućnost nastanka nesreća na samom natjecanju.

Prvo natjecanje Formule Student održano je u Sjedinjenim Američkim Državama 1980-tih godine, a danas je rasprostranjeno po cijelome svijet. U Europi neka od najpoznatijih natjecanja su u: Njemačkoj, Velikoj Britaniji, Austriji, Italiji, Mađarskoj, Španjolskoj i Češkoj. Svake godine raste broj timova diljem svijeta, time dolazi do veće konkurentnosti između timova, te to ujedno potiče na sve izraženiju inovativnost u tehničkom pogledu. Samo natjecanje nije osmišljeno postizanju velikih brzina na stazi, već prezentaciji tehničkih rješenja. U razradi projekta studenti primjenjuju teoretska saznanja u praktičnom pogledu, a samim time uviđaju veličinu problematike izrade funkcionalne konstrukcije, u ovom slučaju, trkaćeg automobila. Jedna od najvažnijih aspekata u ovom natjecanju su financije jer cijeli projekt je baziran na sponzorstvu, a samo vozilo treba izvesti u okvirima ograničenog budžeta.

Natjecanje se sastoji od statičkih i dinamičkih testova, no kako bi tim pristupio dinamičkim testovima bolid mora prvotno proći tehnički pregled. Samim tehničkim pregledom se osigurava sigurnost, a pad na tehničkom pregledu automatski znači diskvalifikaciju s natjecanja. Statički testove se sastoje od prezentacije vozila, predstavljanje konstrukcije vozila, prezentacija troškovnika vozila po pojedinim dijelovima i tehnologija izrade te poslovnog plana. Dinamički testovi sastoje se od bočnog ubrzanja, slaloma, ubrzanja, utrka izdržljivosti te potrošnje goriva. Kasnije će biti detaljnije objašnjena utrka bočnog ubrzanja (engl. *Skidpad*), jer se dio analize provodi za slučaj opterećenjima koja djeluju na ovjes u toj utrci.

Projekt Formule Student u Republici Hrvatskoj je nastao u Zagrebu 2004. godine. Začetnik je bio FSB Racing Team koji je dio udruge Hrvatske studentske asocijacije strojarских fakulteta (HSA- SF). Danas FSB Racing Team okuplja 50-tak studenata s nekoliko fakulteta od kojih je najviše iz FSB-a i FER-a, a osim tehničkih fakulteta za projekt je od izuzetne važnosti marketinško i menadžersko vođenje, a to rade studenti sa EFZG i FFZG. Sama struktura FSB-RT podijeljena je na podtimove, na čelu tima nalazi se voditelj tima, predsjednik i tajnik udruge te voditelji podtimova. Podtimovi u FSB- RT su: pogon, šasija i ovjes, simulacije, elektronika

i ožičenje, proizvodnja, financije, marketing te planiranje i organizacija natjecanja. Što se tiče bolida, FSB Racing Team je uspješno nastupa na natjecanjima Formule Student s četiri bolida: *Kuna*, *Ris*, *Likos* i *Arctos*, a upravo je sa *Arctosom* ostvaren najbolji rezultat (10. mjesto u ukupnom poretku 2014. god. u Silverstonu, Velika Britanija). Početkom 2015. godine krenuo je projekt razvoja novog bolida, a taj projekt je na „snazi“ još danas. Bolid se zove *Strix* te bi prema svim proračunima i simulacijama trebao biti dosad najbolji bolid FSB Racing Team s nekoliko vrlo inovativnih i konstrukcijski izazovnih dijelova.



Slika 1.1. Formula *Arctos*, 2014.g., Silverstone.



Slika 1.2. Novi bolid- *Strix*.

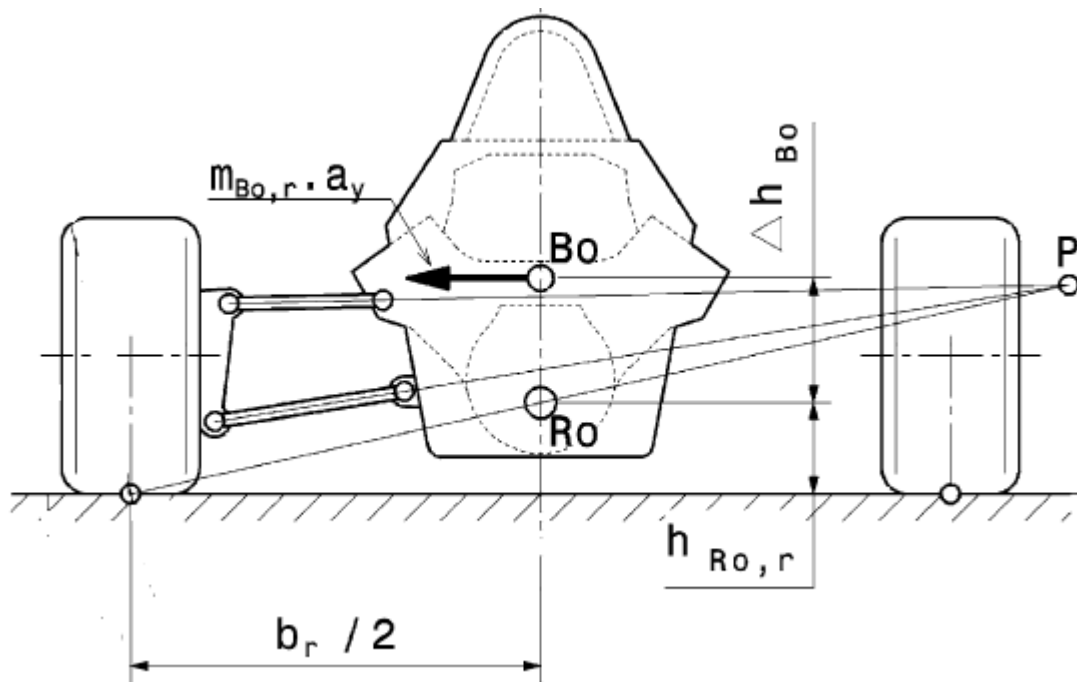
2. OVJES – PROBLEMATIKA I KARAKTERISTIKE

U projektima razvoja bolid Formule Student jedan od najzahtjevnijih zadatak je određivanje karakteristika ovjesa. Odabir najpovoljnijih kinematskih parametara te projektiranje konstrukcije ovjesa u skladu s odabranim kinematskim karakteristikama je dugotrajan iterativni postupak. Veliki je broj zahtjeva koji se postavljaju na ovjes, a isti oni proizlaze iz različitih uvjeta u vožnji vozila (ubrzanje, usporenje, vožnja kroz zavoj, nailaženje kotačem na udubinu ili izbočenje na cesti te stalna promjena opterećenja). Može se napisati da je osnovni zahtjev ovjesa osigurati neprekidni dodir između gume i podloge, a sam taj neprekidni dodir pridonosi stabilnosti vožnje, tj. pridonosi upravljivosti tokom ubrzanja, kočenja i skretanja, te samim time povećava vozačevu sigurnosti i samopouzdanje. Osim ovog zahtjeva, može se izdvojiti i preraspodjela opterećenja preko ovjesa, tj. opruga, a same opruge mogu se proglasiti „spremnici energije“ koje ublažavaju udarce koji se prenose s kotača na šasiju. Uz opruge, neizostavni dio ovjesa su amortizeri koji prigušuju vibracije opruga te sprječavaju odvajanje kotača od podloge.

Da bi se mogla analizirati opterećenja na pojedinim komponentama ovjesa u utrci bočnog ubrzanja, potrebno je prvotno pojasniti osnovne pojmove iz kinematike i dinamike vozila.

2.1. Osnovni pojmovi iz kinematike vozila

- **Meduosovinski razmak, l (engl. *Wheelbase*)** - horizontalna udaljenost između dodirnih ploha prednjih i stražnjih kotača
- **Trag kotača, b (engl. *Track*)** - poprečna udaljenost između simetrala dodirnih ploha prednjeg lijevog i desnog kotača, odnosno stražnjeg lijevog i desnog kotača.
- **Središte valjanja, R_0 (engl. *Roll center*)** - sjecište spojnice trenutnog središta rotacije ovjesa i središta dodirne površine kotača s uzdužnom vertikalnom ravninom vozila. To je ujedno točka preko koje se prenose bočne (lateralne) sile s mjesta kontakta gume i podloge na šasiju.

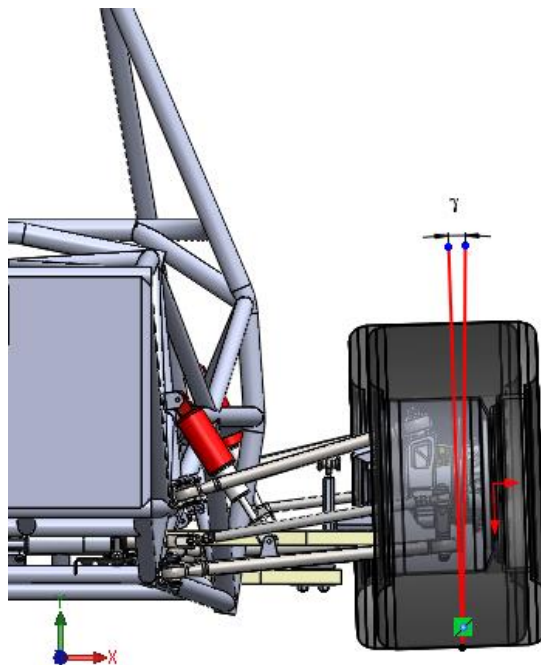


Slika 2.1. Određivanje središta valjanja ovjesa sa dvostrukim poprečnim ramenima.[1]

Središte valjanja određuje se tako da se osi ramena produže i nađe se njihovo sjecište, a ta točka sjecišta se naziva trenutni pol rotacije (P). Nakon toga se povuče dužina od dodira gume s podlogom do trenutnog pola rotacije. Kako bismo odredili položaj točke R_0 potrebno je naći sjecište dužine povučene od dodira gume i podloge do trenutnog pola rotacije i uzdužne ravnine simetrije. Visina središta valjanja (h_{R_0}) jednaka je vertikalnoj dužini od točke R_0 do podloge.

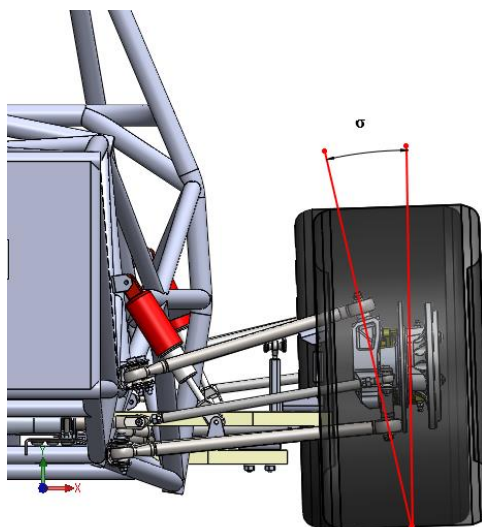
- **Os valjanja (engl. Roll axis)** – pravac koji prolazi kroz središte valjanja prednje i stražnje osovine
- **Usmjerenost kotača, δ (engl. Toe angle)** – kut koji tvori uzdužna ravnina simetrije kotača i uzdužna ravnina simetrije vozila gledano u XY- ravnini vozila. Usmjerenost kotača dijeli se na konvergentnost kotača (engl. *Toe-in*) definirana kao pozitivna vrijednost i divergentnost kotača (engl. *Toe-out*) definirana kao negativna vrijednost. Konvergentnost poboljšava stabilnost u zavoju i stabilnost držanja pravca prilikom kočenja, dok divergentnost poboljšava stabilnost prilikom ubrzanja vozila.

- **Bočni nagib kotača, γ (engl. *Camber*)** – kut između ravnine simetrije kotača i vertikalne ravnine gledano u YZ-ravnini vozila. Bočni nagib kotača se dijeli na pozitivan (olakšava skretanje vozila) i negativan (omogućuje preuzimanje većih bočnih sila).



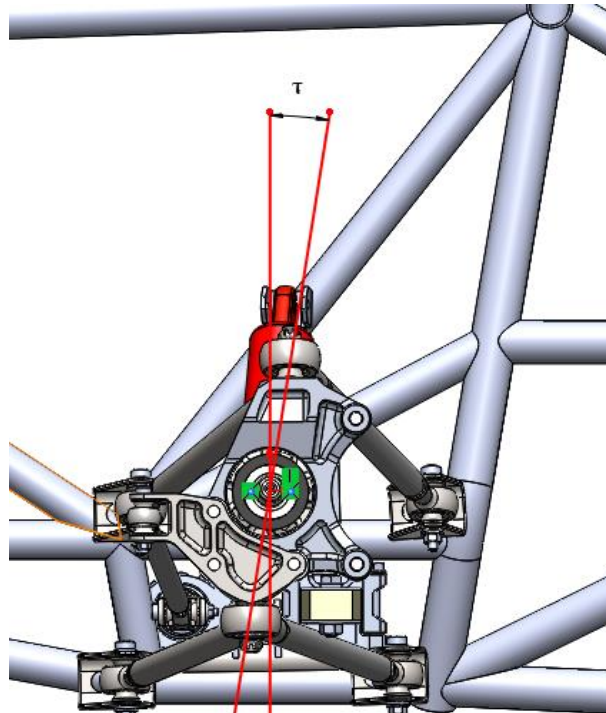
Slika 2.2. Prikaz prednjeg promjenjivog bočnog nagiba kotača bolida *Strix*.

- **Bočni nagib osi zakretanja kotača, σ (engl. *Kingpin inclination angle*)** – kut između osi zakretanja i vertikalne ravnine gledano u YZ- ravnini. Većim nagibom osi zakretanja kotača olakšava se skretanje i smanjuje osjetljivost na neravnine ceste.



Slika 2.3. Prikaz nepromjenjivog bočnog nagiba osi zakretanja kotača bolida *Strix*.

- **Polumjer zakretanja kotača, r_s (engl. *Scrub radius*)** – poprečna udaljenost koju tvore kutovi bočnog nagiba kotača i bočnog nagiba osi zakretanja kotača gledano u YZ- ravnini vozila u ravnini kontakta gume i podloge. Manji polumjer zakretanja olakšava skretanje i manja je osjetljivost na neravnine ceste.
- **Uzdužni nagib osi zakretanja kotača, τ (engl. *Caster*)** – kut između osi zakretanja kotača i vertikalne poprečne ravnine gledano u XZ- ravnini vozila.



Slika 2.4. Prikaz nepromjenjivog uzdužnog kuta osi zakreta kotača bolida *Strix*.

- **Mehaničko predvođenje (engl. *Caster trail*)** – horizontalna uzdužna udaljenost sjecišta osi zakretanja kotača i središta kontaktne površine gume gledano u XZ- ravnini vozila u ravnini dodira gume i podloge.
- **Anti – značajke** – značajke ovjesa koje utječu na preraspodjelu opterećenja tijekom ubrzanja ili kočenja vozila, tj. određuju koliki je iznos sile koja se prenosi na kotač preko opruga, odnosno ramena.

2.2. Dinamika vozila

Dinamika vozila se odnosi na proučavanje sila i momenata koje utječu na vozilo s kotačima u pokretu te odaziv vozila na utjecaj tih sila nastalih prirodno ili izazvane od strane vozača[2]. Glavne sile koje određuju dinamiku vozila javljaju se kao posljedica kontakta gume i podloge (uzdužna, bočna, normalna sila i moment stabilizacije), gravitacijske i inercijske (težina vozila, centrifugalna) i aerodinamične sile i moment.

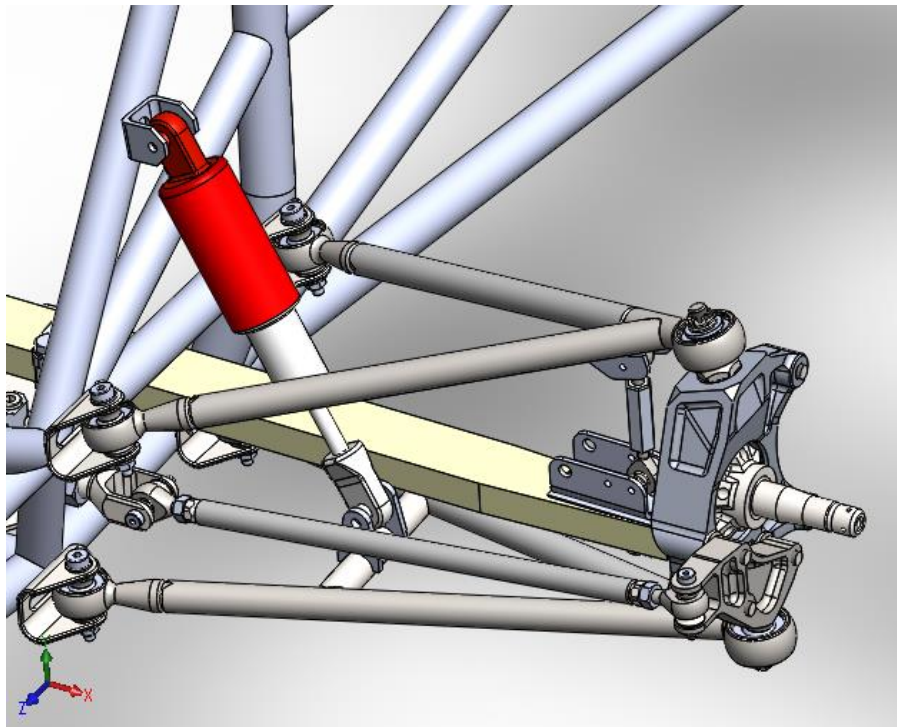
Dinamika vozila može se podijeliti prema karakterističnim ravninama na [3]:

- **Uzdužna dinamika vozila** (engl. *Longitudinal Dynamics*) – bavi se uglavnom analizom ostvarivanja performansi vozila, a uključuje analizu ostvarivanja ubrzanja, kočenja, savladavanje uspona, realizacija vučne sile, rotacija vozila oko poprečne osi, promjena opterećenja između prednje i stražnje osovine i ostale slične analize.
- **Poprečna dinamika vozila** (engl. *Lateral Dynamics*) – bavi se analizom vožnje u zavoja ili vožnjom pod djelovanjem bočne poremećajne sile. Uključuje analizu skretanja vozila, generiranje bočne sile na kotaču, bočni nagib kotača, istovremena pojava uzdužnog i bočnog ubrzanja, kočenje vozila u zavoju, pojava podupravljivosti i preupravljivosti, rotacija vozila oko uzdužne osi i vertikalne osi, promjena opterećenja između lijevih i desnih kotača i ostale srodne stvari.
- **Vertikalna dinamika** (engl. *Vertical Dynamics*) – bavi se utjecajem vertikalne pobude na vozilo, a uključuje analizu karakteristika opruga i karakteristika amortizera, ovješene i neovješene mase, utjecaj pobude na udobnost vožnje, utjecaj na uzdužnu i poprečnu dinamiku i ostale srodne stvari.

Uz navedene grane dinamike vozila potrebno je naglasiti i **dinamiku gume** (engl. *Tyre Dynamics*) koja se bavi analizom ponašanja gume, a analiza uključuje utjecaj kuta bočnog klizanja i bočnog nagiba kotača na bočnu silu, kočenje u zavoju, trenje prijanjanja i klizanje gume te promatranje sila i momenata (vertikalna, uzdužna i bočna sila te moment stabilizacije).

2.3. Ovjes bolida – *Strix*

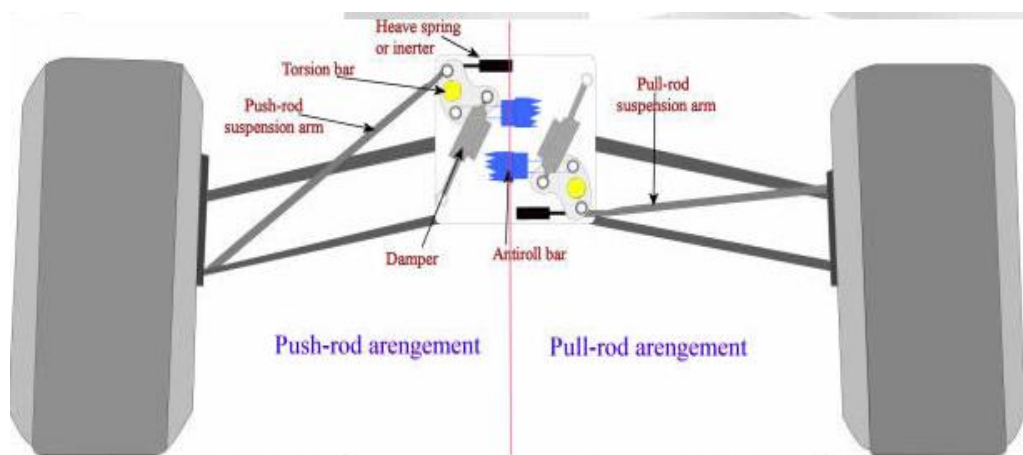
Analiza se samo provodi na prednjem ovjesu bolida *Strix* pa su shodno tome opisana konstrukcija i kinematske veličine samo prednjeg ovjesa. Prednji ovjes bolida *Strix* je ovjes sa dvostrukim poprečnim ramenima. Jedna od glavnih značajki ovjesa s dvostrukim poprečnim ramenima jest da je to nezavisni ovjes. Pod pojmom nezavisnog ovjesa smatramo da djelovanjem neke sile na uzbudu jednog kotača neće prenijeti tu uzbudu na drugi kotač, tj. djelovanje uzbude na kotaču će biti ograničena na samo taj kotač. Važna stvar je da takvim ovjesom možemo osigurati dovoljno vertikalnog hoda kotača kako kotač može apsorbirati površinske neravnine te da se može smanjiti promjena traga kotača. Osim toga ne smije postojati velika podatljivost između ovjesa i šasijske te je potrebno konstruirati ovjes pod takvim kutovima i ravninama da su poprečna ramena opterećena samo na vlak i tlak, a moment savijanja se reducira na minimalnu vrijednost. Pored svega toga ovjes sa dvostrukim poprečnim ramenima može biti puno lakši u odnosu na neke druge tipove ovjesa, no naravno uvijek treba obratiti pozornost na određene dijelove zbog zadovoljavanja uvjeta krutosti.



Slika 2.5. Prednji lijevi dio ovjesa bolida *Strix*.

Ovjes bolida *Strix* sastoji se od dvaju poprečna ramena koja su vezana za nosač kotača (engl. *Upright*), a taj nosač kotača se sastoji od dva dijela: gornji i donji dio. Na gornji dio nosača kotača vijcima je pričvršćen rukavac kotača. Između gornjeg i donjeg nosača kotača umeće se *Camber – podloška* pomoću koje se može mijenjati bočni nagib kotača. Taj sistem mijenjanja bočnog nagiba kotača je poprilično jednostavan te je to ujedno još jedna od prednosti ovjesa s dvostrukim poprečna ramena. Spona upravljanja je pričvršćena s jedne strane na zubnu letvu, a s druge strane je pričvršćena na donji dio nosača kotača te njezinim horizontalnim pomakom lijevo – desno dolazi do zakretanja kotač oko svoje osi i samim time je omogućeno skretanje bolida.

Ovjes bolida *Strix* nije klasičan ovjes a dvostrukim poprečnim ramenima. Danas većina bolida, prvenstveno mislim na formule, u sklopu ovjesa imaju i *push-rod* ili *pull-rod* sustave te se opruga i amortizeri nalaze unutar šasijske kao što je prikazano na slici 2.6., dok kod bolida *Strix* to nije slučaj. Pomoću navedenih sustava sila koja se javlja uslijed vertikalnog podizanja ili spuštanja kotača se prenosi pomoću klackalice, koja spaja kraj *push-rod*-a ili *pull-rod*-a i amortizer sa spiralnom oprugom. Kod bolida *Strix* amortizer se nalazi s vanjske strane šasijske te je donji dio pričvršćen za donje rame, a gornji dio na šasiju. Opruga nije spiralna čelična već je kompozitna lisnata opruga kod koje je epoksidna smola ojačana staklenim vlaknima. Samim time je smanjena masa jer nema *push-rod* ili *pull-rod* sustava već je samo opruga koja je pomoću odstoynih elemenata i prihvaća pričvršćena za gornje rame ovjesa. Osim navedenog kompozitna opruga ima veću 'moć' apsorbaranja energije, tj. ona je elastičnija. Osim što je elastičnija ona tijekom valjanja vozila poprima oblik S i time se postiže efekt poprečne stabilizacije vozila.



Slika 2.6. *Push – rod* i *Pull – rod* sustav.

U tablici 2.1. navedene su osnovne kinematske značajke prednjeg ovjesa.

Tablica 2.1. Kinematske značajke prednjeg ovjesa bolid *Strix*.

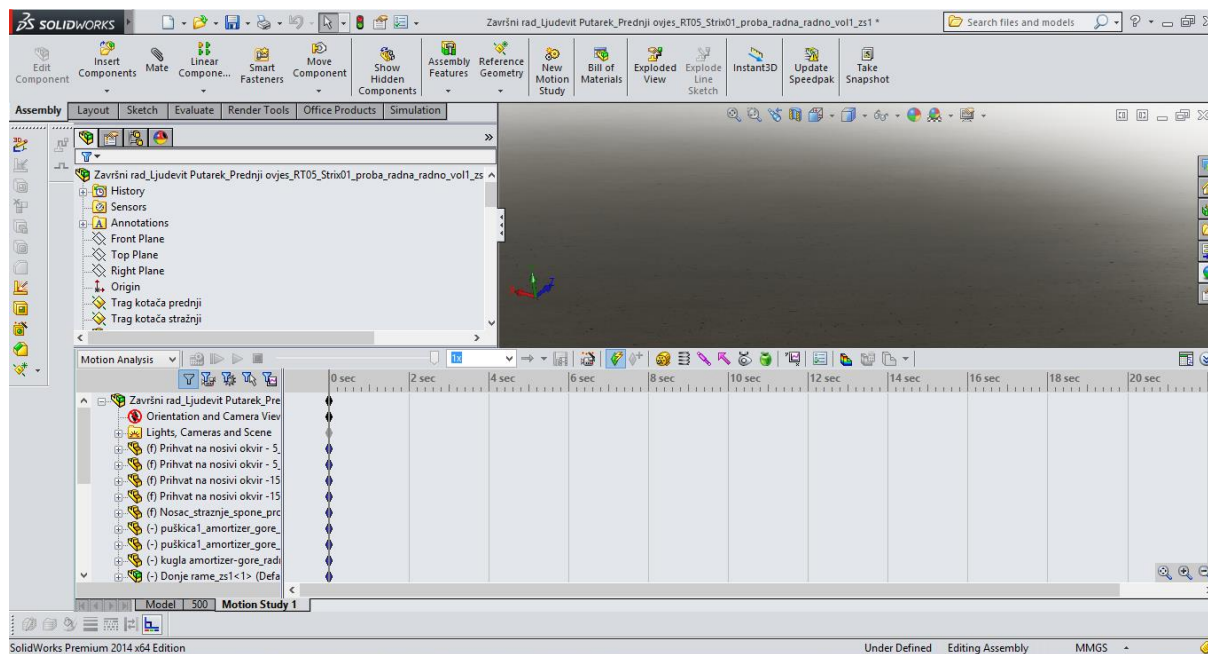
Kinematska značajka	Iznos
Širina traga kotača	1300 mm
Bočni nagib kotača – promjenjiva vrijednost	0 do -3°
Usmjerenost kotača – promjenjiva vrijednost	0 do $0,2^{\circ}$
Bočni nagib osi zakretanja kotača	13°
Uzdužni nagib osi zakretanja kotača	8°
Polumjer zakretanja kotača	-5 mm
Mehaničko predvođenje	32,5 mm
Središte valjanja	40 m

3. FEM ANALIZA RAMENA OVJESA ZA SLUČAJ MIROVANJA BOLIDA

Kako bi se napravila FEM analiza ramena prednjeg ovjesa, potrebno je odrediti reakcijske sile koje se javljanju na ramenima uzrokovane djelovanjem vanjskog opterećenja. Važno je napomenuti da će FEM analiza biti prikazana samo na gornjem lijevom ramenu prednjeg ovjesa, a postupak FEM analize drugih ramena provodi se analogno postupku koji će biti prikazan u ovom poglavlju. Izračunavanje reakcijskih sila provodit se korištenjem modela ovjesa se u *Solidworks* modulu koji se zove *Solidworks Motion*.

3.1. Solidworks Motion





















Solidworks Motion je računalni alat za analizu kinematike i dinamike određenog mehanizma, a ujedno potpomaže u procesu razvoja i konstrukcije tog mehanizma. U potpunosti je integriran i ugrađen u *Solidworksu* u *Add-in* modulu. Svi dijelovi, sklopovi, materijali, spojevi itd., automatski se prenose iz *Solidworks*a u *Solidworks Motion* koji ima jednake izbornike i dijaloške okvire baš kao i *Solidworks*.



Slika 3.1. Prikaz opcije u *Solidworks Motionu*.

U tablici 3.1. prikazane su ikone u *Solidworks Motionu*. Duljim držanjem miša na određenoj ikoni dobiva se određeno objašnjenje funkcije same te ikone.

Tablica 3.1. Prikaz ikona na alatnoj traci u *Solidworks Motionu*, te njihove funkcije.

Simbol	Naziv	Funkcija
	Calculate	Izračunava gibanje i nadograđuje sklop u Motionu.
	Play from start	Resetiranje simulacije nakon izračuna simulacije.
	Play	Pokretanje simulacije od trenutne vremenske točke.
	Stop	Zaustavljanje simulacije.
	Playback mode: Normal	Prikaz od početka do kraja jednom.
	Playback mode: Loop	Kontinuirani prikaz od početka do kraja i nakon kraja ponovno na početak simulacije.
	Playback mode: Reciprocal	Prikaz od početka do kraja i nakon kraja ponovno na početak simulacije.
	Save animation	Spremanje simulacije u video prikazu.
	Animation Wizard	Stvaranje, rotiranje modela i brisanje snimljenih simulacija.
	Auto key	Automatsko dodavanje točke vremena.
	Add/update key	Dodavanje vremenske točke koja pokazuje trajanje gibanja.
	Motor	Kreiranje motora za kinematiku gibanja.
	Spring	Dodavanje opregu između dva elementa.
	Damper	Dodavanje amortizera između dva elementa.
	Force	Kreiranje sile kao vanjsko opterećenje.
	Contact	Poništava djelovanje između krutih tijela.
	Gravity	Dodavanje gravitacije.
	Results and graphs	Prikaz rezultata.
	Motion study properties	Slaganje paramtera za analizu gibanja.
	Collapse MotionManager	Smanjenje prozora u Motionu.

Kako bi model u *Solidworks Motionu* funkcionirao moraju se poštivati određena pravila tijekom sklapanja sklopa te se sklop mora pojednostaviti da sadrži samo neophodne dijelove za promatranje simulacije bez vijaka, matica i sličnih elemenata. Osim toga za dobivanje smislenih rezultata potrebno je provjeriti u *Motion Manager Tree* postoji li višak veza. Jedan od način smanjenja viška veza je modeliranje podsklopova koji se nakon spajanja u željenu formu zaključavaju opcijom *Lock* te se svi ostali spojevi, koji su služili za spajanje tog podsklopa, obrišu i samim time se smanji broj nepotrebnih spojeva. Osim opcije *Lock*, potrebno je koristiti mehaničke spojeve (*Mechanical mates*) koji zamjenjuje više spojeva jednim spojem. Jedan od tih je kreiranje zglobova, *Hinde*, koji se sastoji od opcije poklapanja (*Coincident*) i koncentričnosti (*Concentric*).

Jedna od glavnih mogućnosti *Solidworks Motiona* je određivanje kinematike nekog sklopa. Taj postupak se simulira primjenom elementa motora (linearnog ili okretnog) koji omogućuje predviđeno gibanje. Na temelju tog gibanja mogu se vidjeti rezultati vezani uz promjene kutova i pomaka mehanizma te razne druge mogućnosti. Ova mogućnost je zanimljiva s gledišta kinematike ovjesa bolida jer je moguće pokazati promjenu bočnog nagib kotača i usmjerenosti kotača uslijed vertikalnog hoda kotača. Samim time moguća je brza interakcije između kinematskih rezultata i konstrukcijskih rješenja, jer promjenom određenog dijela konstrukcije u *Solidworksu*, automatski mijenja taj dio i u *Motionu*.

Osim kinematike, *Motion* se često koristi za određivanje dinamike vozila, koja promatra utjecaj vanjskog opterećenja na sklop. U nastavku su prikazani rezultati iz *Motiona* koji nastaju uslijed djelovanja vertikalne sile na ovjes bolida *Strix*.

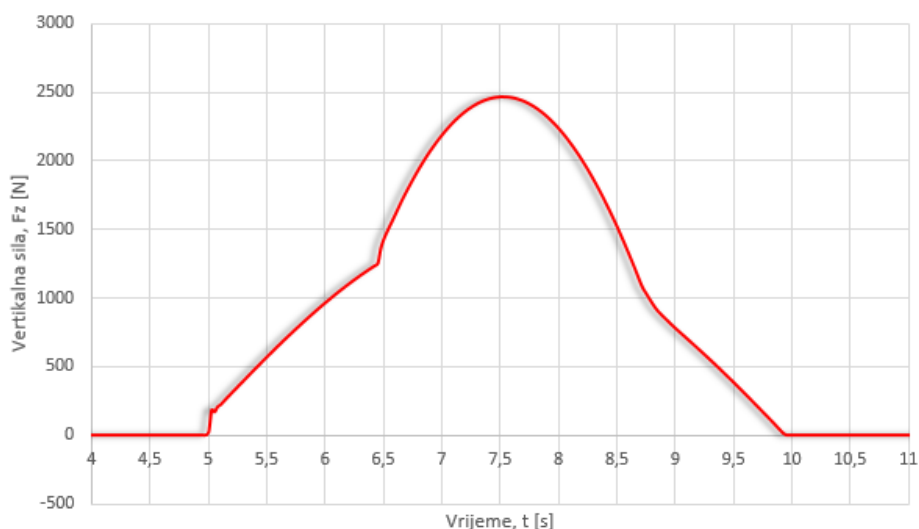
3.2. Određivanje vanjskog opterećenja

Iznos vanjskog opterećenja određuje se na temelju rezultata uslijed ispitne *procedure K & C Bounce test for SAE*. Pomoću ovog testa moguće je mjeriti kinematske značajke, pomake i sile u ovisnosti o vertikalnom hodu. Ispitivanje se provodi na postolju koje se sastoji od stola na kojem je pričvršćena šasijske vozila koja se giba vertikalno gore – dolje te se uslijed tog gibanja kotači naslanjaju na nepomične blokove na postolju. Na slici 3.2. prikazana je ove procedura sa formulom u programskom paketu *CarSim 8.1*, a u analizi se promatra samo iznos vertikalne sile na prednjem lijevom kotaču.



Slika 3.2. Prikaz ispitne procedure K & C u *CarSimu*.

Nakon provedene simulacije očitavaju se podaci iznosa vertikalne sile na prednjem lijevom kotaču kroz trajanje ispitne procedure.

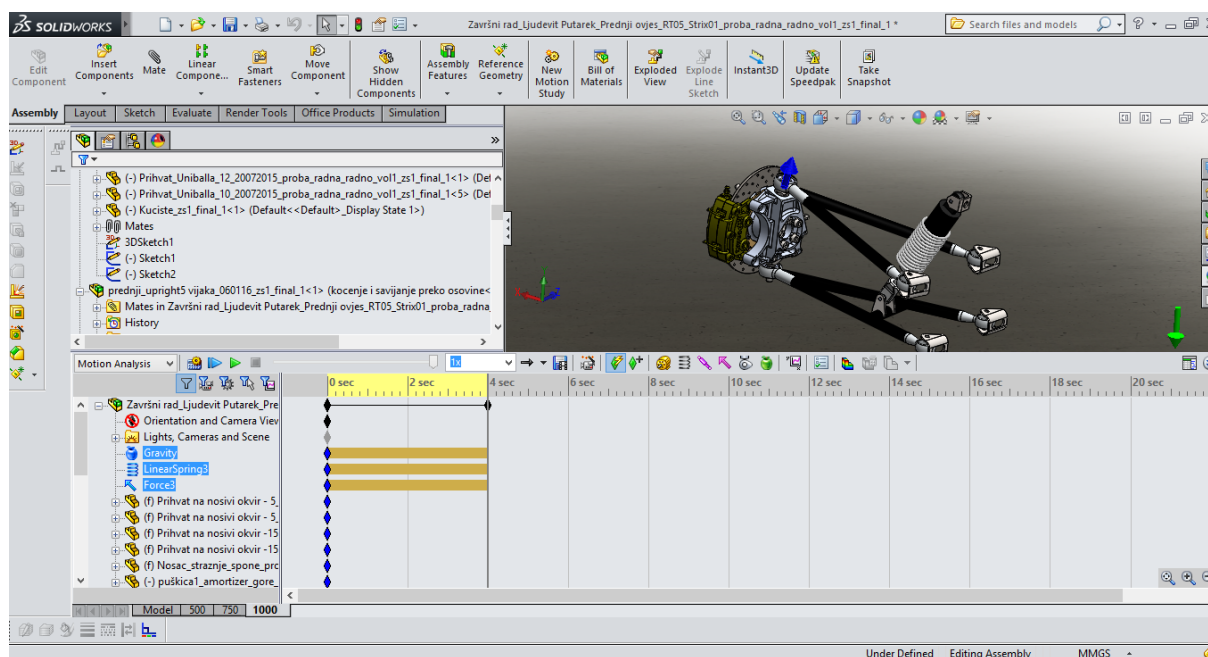


Slika 3.3. Iznosi vertikalne sile u vrijeme trajanja procedure.

Iz dijagrama se uočavaju dvije linearne i jedna parabolična promjene sile. Linearne promjene nastaju uslijed opružnog djelovanja opruge, u intervalu od 5-6,5 sekundi opterećenja i u intervalu od 8,7 do 10 sekundi rasterećenja. Parabolična promjena rezultat je opružnog djelovanja pneumatika. Kako će sklop u *Motionu* biti bez pneumatika, uzet će se iznos od triju sila u linearnom području promjene te će se one promatrati kao vanjsko opterećenje. Iznosi uzetih opterećenja iznose: 500, 750 i 1000 N.

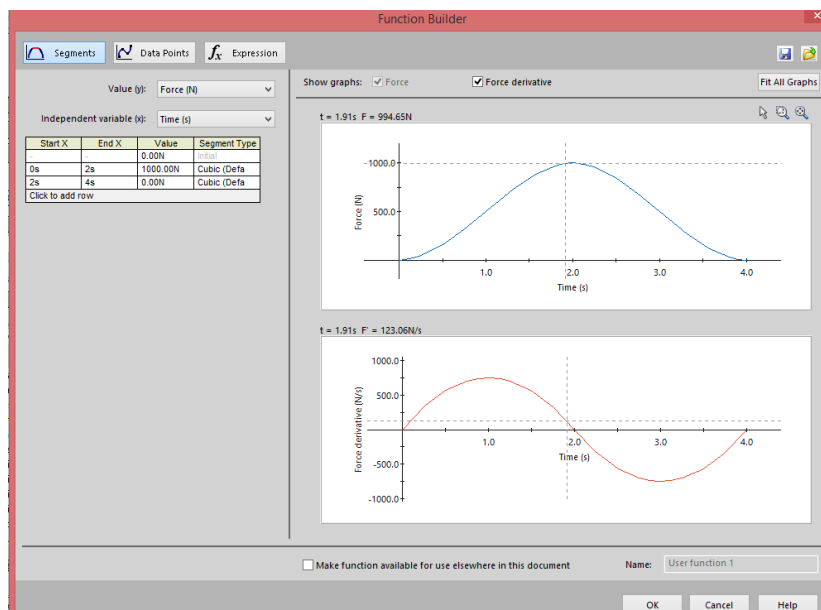
3.3. Ovjes Strix-a u *Solidworks Motion*-u i izračun reakcijskih sila

Nakon spajanja podsklopova ovjesa (gornje rame, donje rame i nosač kotača) sa prihvaticima na šasiji te dijelovima kotača (glavčina, čeljust disk kočnice, disk, amortizer) potrebno je dodati iznos vanjskog opterećenja (sile od 1000, 750 i 500 N) na sklop u *Solidworks Motion*. Na slici 3.4. prikazan je sklop na kojem će se provodi simulacija. Jasno se vidi jedna razlika u odnosu na stvarni sklop ovjesa, a to je da nema lisnate opruge. Lisnata opruga je maknuta iz sklopa jer u *Solidworksu* nije moguće savijanje materijala, točnije s lisnatom oprugom ne bi postojala mogućnost vertikalnog hoda u *Motionu* te bi se cijeli sklop promatrao kao jedna kruta konstrukcija sa 0 stupnjeva slobode. Shodno tome, na amortizeru je modelirana opruga krutosti od 40 N/mm, a amortizer ima faktor prigušenja od 1,8 Ns/mm. Važno je napomenuti da su dijelovi ovjesa sklopljeni sa statičkim vrijednostima bočnog nagiba kotača (3°) i usmjerenosti kotača ($0,2^\circ$)



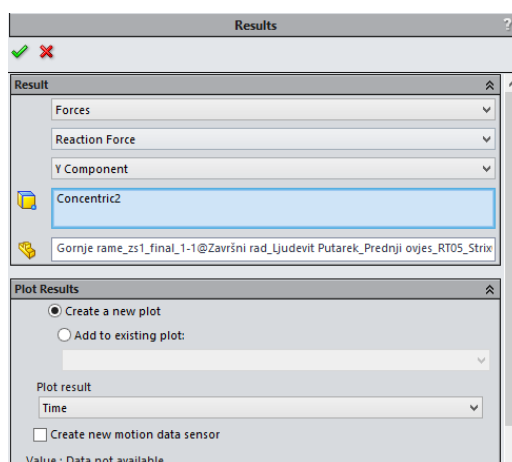
Slika 3.4. Prikaz sklopa sa vanjskim opterećenjem.

Osim opruge, dodan je utjecaj gravitacijske sile prema dolje, te vanjsko opterećenje, tj. sila koja djeluje na gornjem konusu ovjesa te uzrokuje vertikalni hod kotača kroz vremenski period od 4 sekunde. Na slici 3.5. je prikazana promjena sile u ovisnosti o vremenu, a sam iznos sile mijenja se po kubičnoj krivulji, koja je približno slična sinusoidnoj promjeni, a vertikalni hod kotača se često prikazuje sinusoidnim funkcijama.

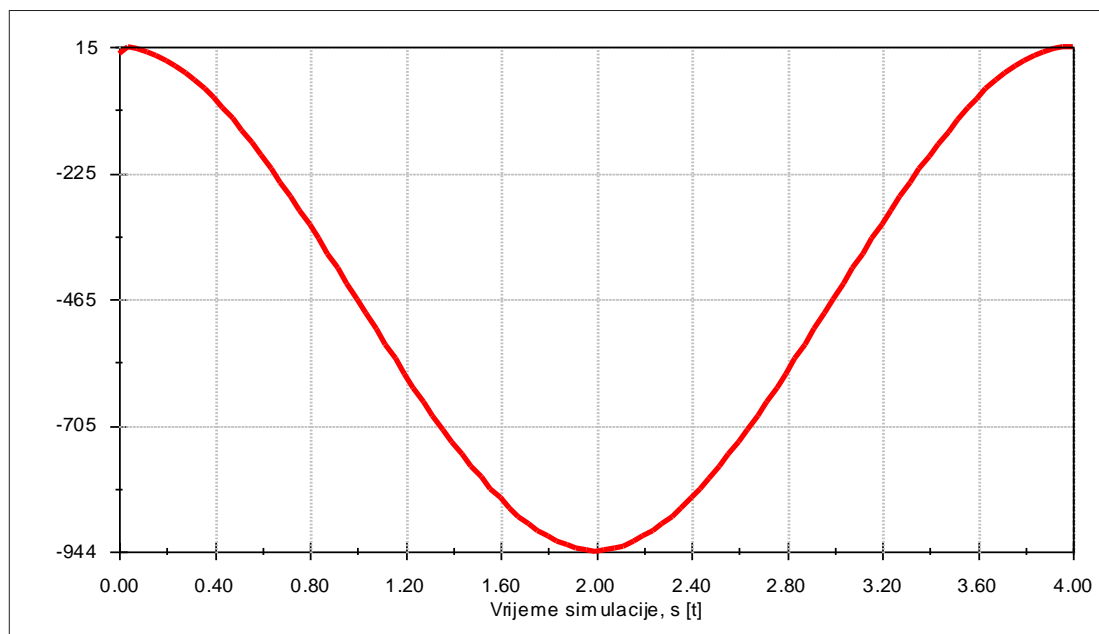


Slika 3.5. Promjena sile ovisno o vremenu.

Unošenjem svih potrebnih podatka u sklop, može se pokrenuti simulacija. Nakon što završi simulacija, moguće je prikazati razne podatke (sile, pomake, kutne zakrete, energije) u dijagramskom obliku. Na slici 3.6. prikazan je izbornik koji se otvori u *Motionu* pomoću kojeg se kreiraju rezultati. U ovom slučaju u prvom području, *Select a category*, odabire se opcija *Forces*. Nadalje, u izborniku *Select a sub-category*, potrebno je odabrati *Reaction Force*, te u izbornik ispod izabrati smjer djelovanja reakcijske sile s obzirom na koordinatne osi. Kako bi se odabralo točno mjesto djelovanja reaktivne sile, potrebno je odabrati spoj na kojem se promatra iznos reakcijske sile ili ploha. U zadnjem izborniku odabire se element s koordinatnim sustavom u odnosu na kojeg se gleda smjer djelovanja reakcijske sile.



Slika 3.6. Prikaz kreiranja rezultata.



Slika 3.7. Dijagram iznosa reakcijske vertikalne sile.

Na slici 3.7. prikazana je promjena reakcijske vertikalne sile za iznos vanjskog opterećenja od 1000 N. Reakcijska sila se promatra na spoju gornjeg ramena ovjesa sa nosačem kotača. Vidi se da reakcijska sila poprima najveći iznos točno na polovici trajanja simulacije, točnije kad je ostvaren iznos vanjskog opterećenja od 1000 N. Predznak je negativan zbog promatranja u lokalnom koordinatnom sustavu u kojem je vertikalna os usmjerena u suprotnom smjeru o odnosu na globalni koordinatni sustav. Analogno slici 3.7. dobivaju se iznosi reaktivnih sila za različito vanjsko opterećenje od 500, 750 i 1000 N. Iznosi reakcijskih vertikalnih sila prikazani su u tablici 3.2. Osim reakcijskih vertikalnih sila u tablici su prikazani i iznosi reakcijskih poprečnih sila, dok su iznosi uzdužnih reakcijskih sila zanemarivi.

Tablica 3.2. Iznosi reakcijskih sila za različiti iznos vanjskog opterećenja.

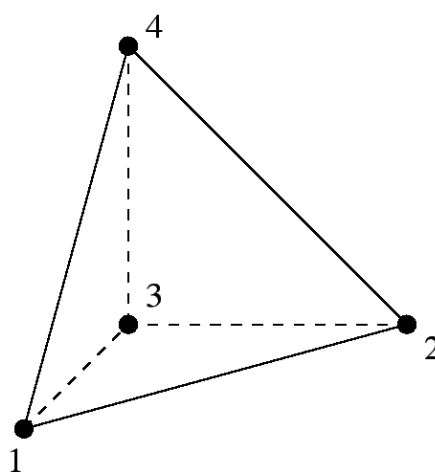
Vanjsko Opterećenje [N]	Reakcijske sile [N]	
	Vertikalne	Poprečne
500	457	115
750	642	153
1000	944	286

3.4. Analiza naprezanja

Za određivanje naprezanja na gornjem ramenu ovjesa koristit će se metoda konačnih elemenata, a sama analiza provodi se u programskom paketu *Abaqus 6.12-1*. Sama metoda konačnih elemenata temelji se na diskretizaciji proračunskog modela konačnim elementima. Kako bi se provela analiza, potrebno je najprije učitati model gornjeg ramena iz *Solidworks*a, koji je spremljen u *Step* formatu, u *Abaqus*.

3.4.1. Konačni elementi

U ovoj analizi korišteni su izoparametarski tetraedarski konačni elementi 1. reda koji se prema [5] nazivaju C3D4. Sami elementi nastaju preslikavanjem kocke s jediničnim koordinatama vrhova, koja se sastoji od 8 čvorova, iz lokalnog prirodnog koordinatnog sustava u globalni Kartezijev koordinatni sustav. Preslikavanje se izvodi spajanjem 4 čvora u jedan čvor (5,6,7 i 8 u jedan čvor), te se 2 čvora (3 i 4) spajaju u jedan čvor i time dobijemo izoparametarski konačni element 1. reda koji se sastoji od 4 čvora, a svaki čvor ima 3 stupnja slobode [6]. Ovi elementi su korišteni u analizi zato što preciznije i sa manjim brojem elemenata opisuju složenu zakrivljenu geometriju od osnovnih konačnih elemenata za 3D analizu, a u ovom slučaju geometrije i od izoparametarskih heksaedarskih elemenata. Važno je napomenuti da je nakon kreiranja mreže konačnih elemenata, potrebno provjeriti distordiranost samih elemenata, jer uslijed prevelike distorzije izoparametarskih elemenata dolazi do pojave singularnosti, a to rezultira drastičnim rastom naprezanja na samom tom konačnom elementu.

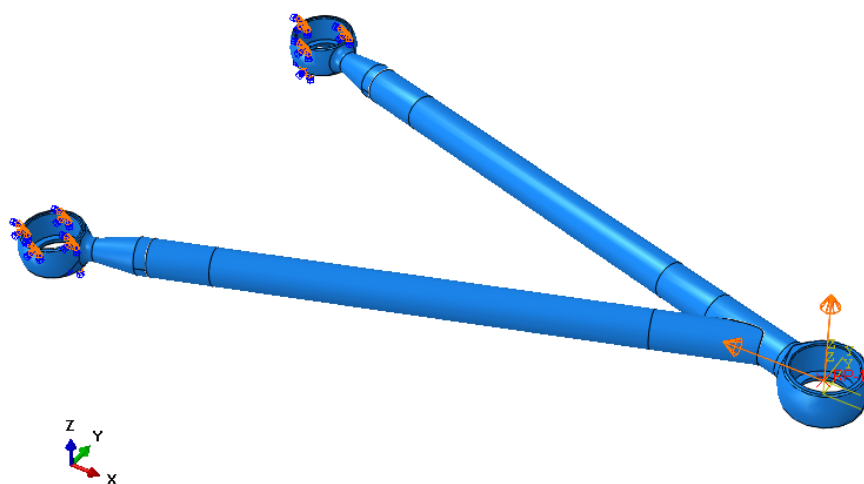


Slika 3.8. Izoparametarski tetraedarski konačni element 1. reda [7].

3.4.2. Kreiranje mreže i definiranje rubnih uvjeta i opterećenja

U tablici 3.2. prikazani su iznosi sila koje će biti opterećenja u analizi naprezanja. Vertikalna i poprečna sila postavljaju se u središte prihvata sfernog ležaja na strani kotača, a sami iznosi sila postavljani su ovisno o vanjskom opterećenju.

Na površine prihvata sfernih ležajeva od strane šasije bolida, koje ostvaruju stezni spoj sa samim sfernim ležajem, modelirano je uklještenje kao rubni uvjet. Važno je napomenuti da se u stvarnosti na ovom mjestu ne nalazi uklještenje, tj. nije spriječeno 6 stupnjeva slobode, već uvijek postoji mogućnost rotacije oko uzdužne osi, a sama ta rotacija ostvaruje vertikalni hod kotača. No, kako uklještenje u ovom slučaju predstavlja najgori način opterećenja do kojeg se nikada ne dolazi na stazama *Formule Student*, zadovoljavanjem naprezanja za ovaj slučaj možemo smatrat da će zadovoljiti i u svim ostalim realnim slučajevima u samoj vožnji na utrci.



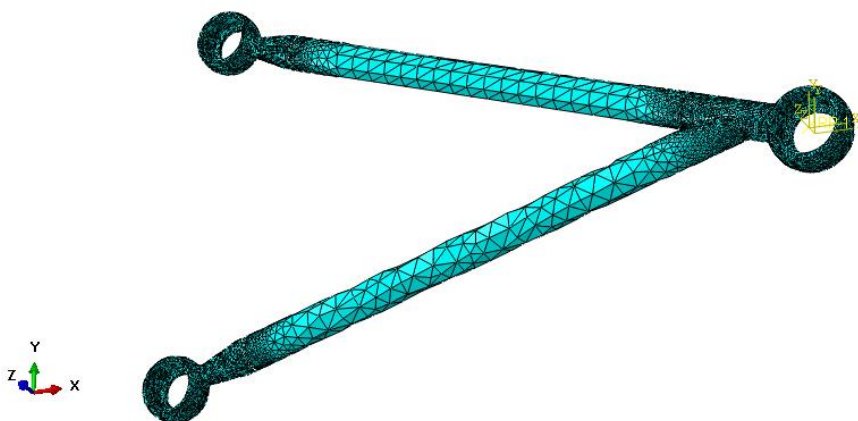
Slika 3.9. Prikaz rubnih uvjeta i opterećenja.

Strukturiranje mreže izvodi se pomoću metode *Adaptivity mesh*, tj. postupkom adaptivnog umrežavanja. Adaptivno umrežavanje, odnosno automatsko usitnjavanje mreže konačnih elemenata, izvodi se procjenom valjanosti mreže na temelju izračunavanja energije deformiranja. Temeljem izračunate energije deformiranja izračunava se parametar relativne pogreške η [8]. Parametar relativne pogreške izračunava se:

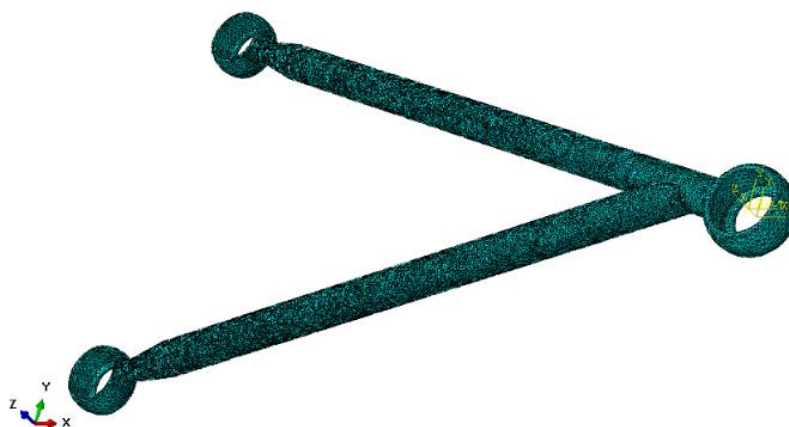
$$\eta = \sqrt{\frac{U_E}{U + U_E}}, \quad (3.1)$$

gdje je $0 \leq \eta \leq 1$.

Postupak adaptivnog umrežavanja provodi se u nekoliko koraka, a u svakom koraku dobiva se mreža za koju se izračunava parametar relativne pogreške η . Namjera ovog postupka je dobivanje mreže za koju je iznos U_{Ei} približno jednak za sve elemente. Postupak se prekida kada je η manji od definirane vrijednosti od strane korisnika te se smatra da je dobivena mreža dovoljno dobra za rješavanje razmatranog problema [8]. U samim programskim paketima nakon prve iteracije dobivaju se kritična mjesta te se u sljedećoj iteraciji koristi lokalno usitnjavanje mreže upravo na tim kritičnim mjestima gdje je velika koncentracija naprezanja. Osim toga, moguće je odabrati broj iteracije, a u ovom slučaju prekid automatskog usitnjavanja mreže se zaustavlja nakon 3 koraka.

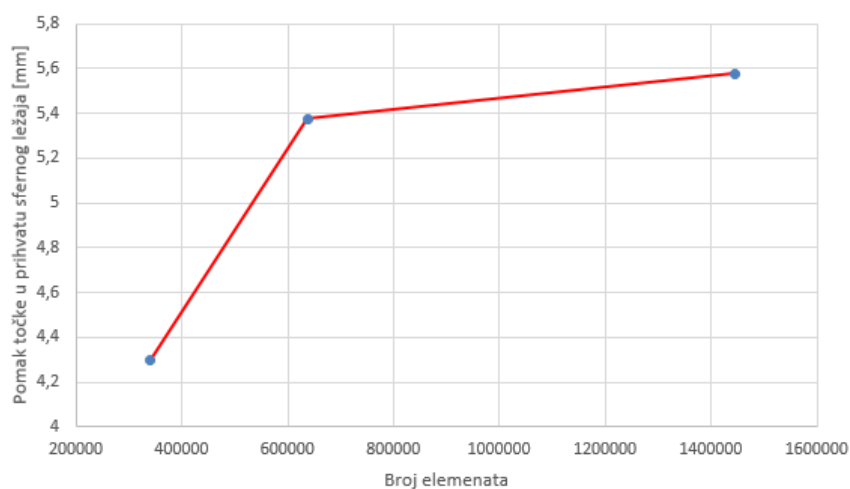


Slika 3.10. Prikaz mreže s najmanjim brojem konačnih elemenata.



Slika 3.11. Prikaz mreže s najvećim brojem konačnih elemenata.

Nakon postavljanja mreže, potrebno je provjeriti konvergenciju rješenja. Provjeravanje konvergencije izvodi se promatranjem pomaka lokalnog koordinatnog sustava smještenog u središtu prihvata sfernog ležaja u ovisnosti o broju konačnih elemenata. Konvergencija se promatrana na 3 mreže s različitim brojem elemenata. Najrjeđa mreža se sastoji od 341198 elemenata, zatim mreža od 638240 elemenata i najgušća od 1444640 elementa. Mreže su dobivene nakon diskretizacije postupkom *Adaptivity mesh*. Same vrijednosti pomaka očitane su za djelovanje vertikalne sile od 457 N i poprečne sile od 115 N.



Slika 3.12. Konvergencija pomaka.

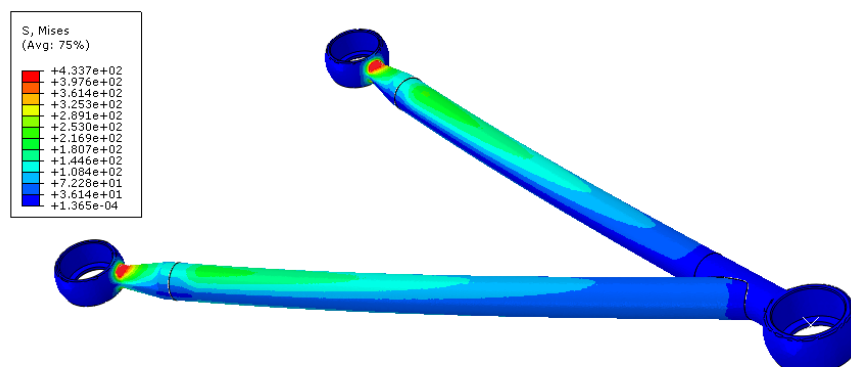
3.4.3. Analiza naprezanja

Nakon određivanja mreže konačnih elemenata, postavljanja rubnih uvjeta i opterećenja može se provesti sama simulacija gornjeg ramena. Simulacija se provodi za 3 slučaja opterećenja koji su prikazani u tablici 3.3.

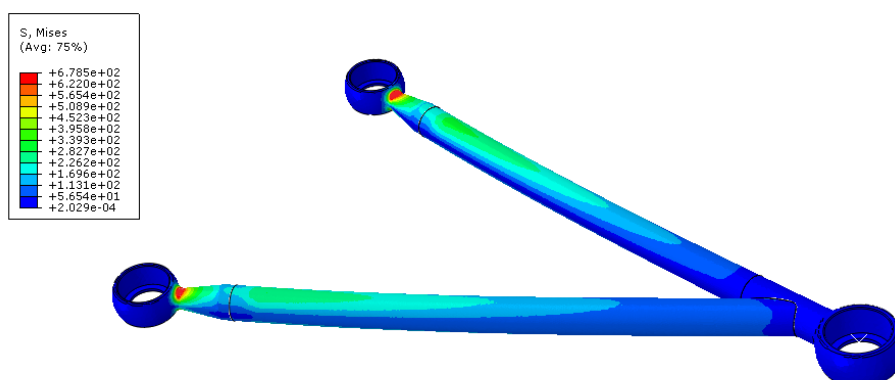
Tablica 3.3. Tablica opterećenja.

Slučaj opterećenja	Vertikalne sile, [N]	Poprečne sile, [N]
1. slučaj	457	115
2. slučaj	642	153
3. slučaj	944	286

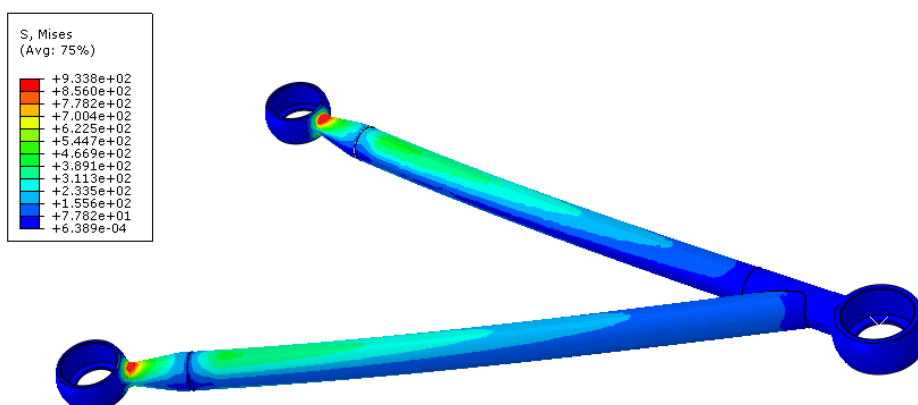
Na slikama 3.13., 3.14. i 3.15. prikazana je raspodjela naprezanja gornjeg ramena prednjeg ovjesa u ovisnosti o slučaju opterećenja. Gornje rame je na slikama prikazano u deformiranom obliku, a naprezanja su prikazana na najgušćoj mreži. Mjerne jedinice su [MPa].



Slika 3.13. Prikaz naprezanja za 1. slučaj opterećenja.



Slika 3.14. Prikaz naprezanja za 2. slučaj opterećenja.



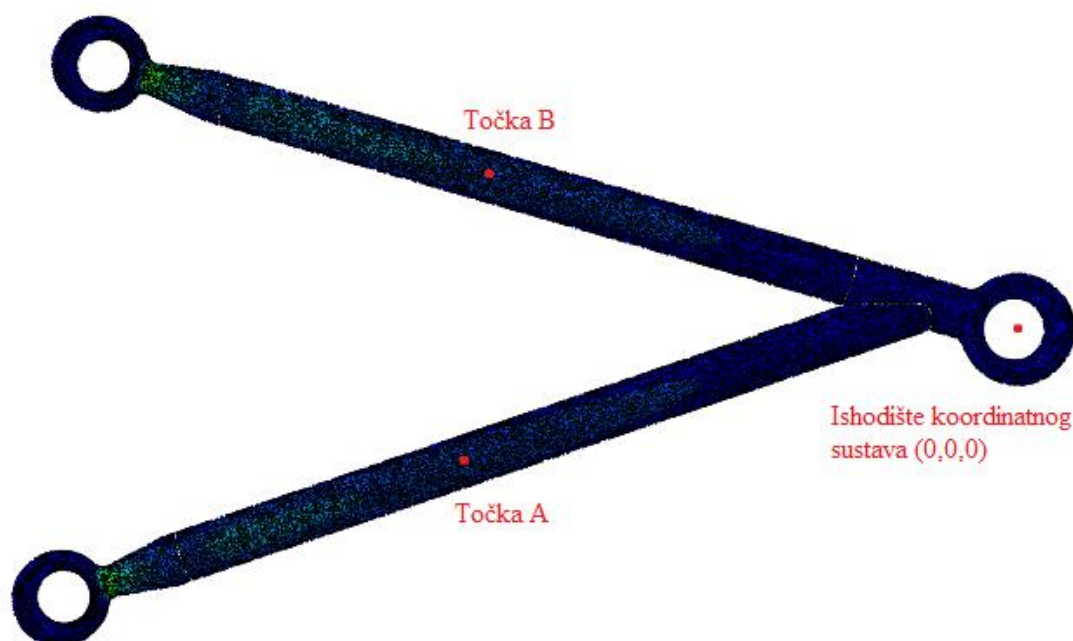
Slika 3.15. Prikaz naprezanja za 3. slučaj opterećenja.

3.4.3.1. Analiza rezultata

Cijevi ramena bolida su napravljena od 25CrMo4 čelika koji ima vlačnu čvrstoću od 900 MPa, i granicu tečenja od 695 MPa [9].

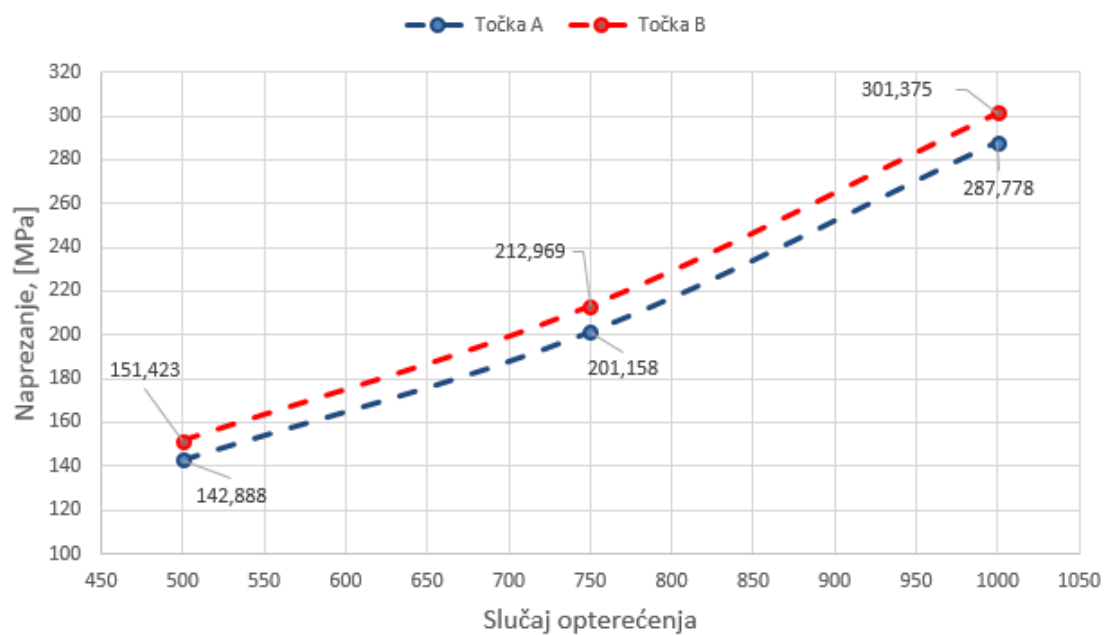
Na temelju rezultata prikazanih na slikama 3.13., 3.14. i 3.15. vidi se da se najveća naprezanja pojavljuju na prihvata sfernog ležaja na strani šasije, točnije, na njihovom najužem presjeku. Razlog pojave najvećih naprezanja na tom mjestu je upravo način modeliranja uklještenja na unutarnjoj površini prihvata sfernog ležaja. Osim toga, važno je napomenuti da nije modelirano djelovanje sile u opruzi koja se veže na gornje rame ovjesa, a prenosi dio vanjskog opterećenja s kotača na šasiju. Cijevi ramena zadovoljavaju uvjet čvrstoće za nametnuta opterećenja u najgorem slučaju kada su prihvat sfernih ležajeva modelirani kao uklještenja.

Na slici 3.16 prikazanu su točke A i B za koje su prikazani iznosi naprezanja u ovisnosti o slučaju opterećenja. Točka A nalazi u odnosu na ishodište koordinatnog sustava, koji se nalazi u središtu sfernog ležaja na strani kotača, na koordinatama $(-205.118, -51.8121, 14,7955)$, a točka B nalazi se na koordinatama $(-188.517, 53.9413, 14,9709)$.



Slika 3.16. Prikaz točaka u odnosu na koordinatni sustav.

Na slici 3.17. prikazan je dijagramski prikaz naprezanja u točkama A i B ovisno o slučaju opterećenja.



Slika 3.17. Naprezanje u točkama A i B ovisno o opterećenju.

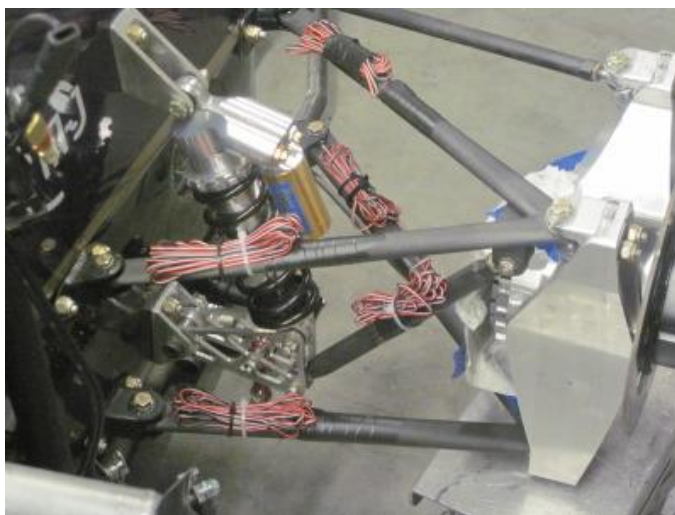
Na slici 3.18. prikazano je gornje rame prednjeg ovjesa bolida s uprešanim sfernim ležajevima.



Slika 3.18. Prikaz gornjeg lijevog ramena prednjeg ovjesa bolida *Strix*.

4. PRIPREMA ZA MJERENJE NAPREZANJA

U inženjerskoj praksi, a tako i u *Formuli Student* koriste se razna mjerenja za analizu naprezanja. Jedna od najčešćih analiza je pomoću elektrootporničkih tenzometara. U ovom poglavlju će se objasniti principa rada elektrootporničkih tenzometara te će se prikazati postupak pripreme za mjerenje pomoću njih.



Slika 4.1. Tenzometarske trake na bolidu Formule Student [11].

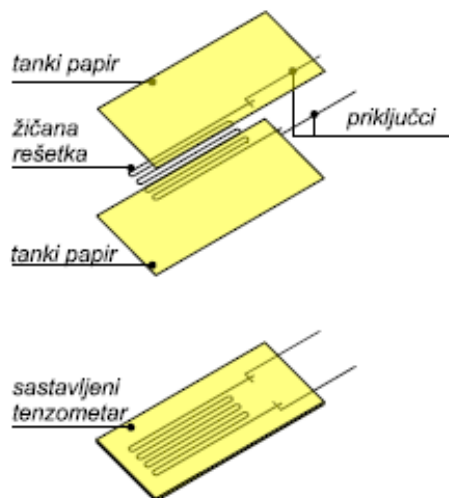
4.1. Elektrootpornički tenzometri

Metoda mjerenje elektrootporničkim tenzometrima, tj. mjernim trakama naziva se metoda tenzometrije [10]. Osnovni princip tenzometrijskog mjerenja leži u činjenici da se deformacijom žice mjerene trake, koja je jednaka deformaciji na površini ispitnog uzorka mijenja njen otpor. Lord Kelvin je 1856. g. proveo ispitivanja i dokazao je sljedeće:

- 1) otpor vodiča mijenja se u ovisnosti o deformaciji,
- 2) vodiči napravljeni iz različitih materijala pokazuju različite odnose između deformacije i promjene otpora,
- 3) promjene otpora vodiča koje nastaju zbog deformacija su male, ali se mogu točno izmjeriti pomoću Wheatstoneova mosta [10].

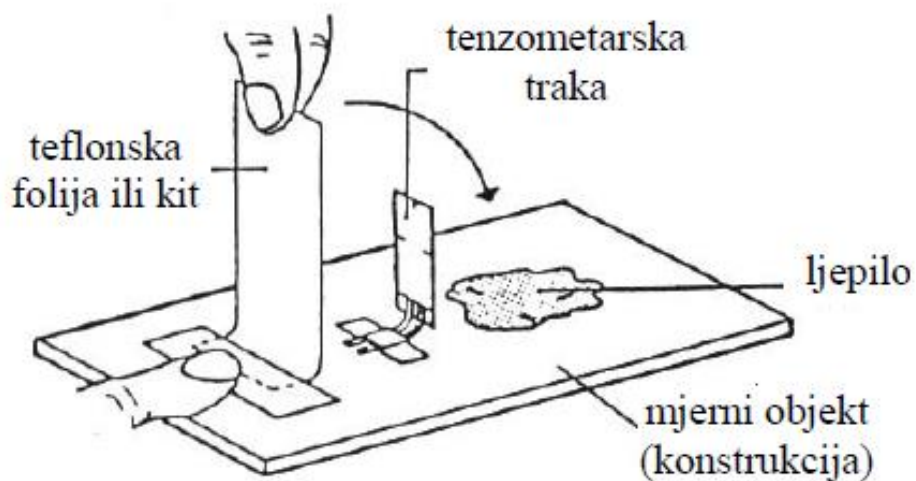
Danas su najčešće u uporabi tenzometri s mjernom rešetkom koja je izrađena iz tanke folije. Folija se postavlja na podlogu od polimernog materijala, a s gornje strane rešetka je zaštićena

polimernom folijom. Otpori tenzometara su standardizirani, te iznose 120, 350, 600 i 1000 Ω . Mjerne duljine tenzometara kreću se između 0,3 mm i 150 mm [10].



Slika 4.2. Tenzometar sa žičanom rešetkom [10].

Kako bi se tenzometarske trake pričvrstile potrebno ih je najprije očistiti mjesto na mjernom objektu na kojem se želi izvršiti ispitivanje. Nakon toga, postavlja se lijepilo na mjernom objektu te se pažljivo pričvršćuje mjerna traka.



Slika 4.3. Lijepljenje tenzometarske trake [10].

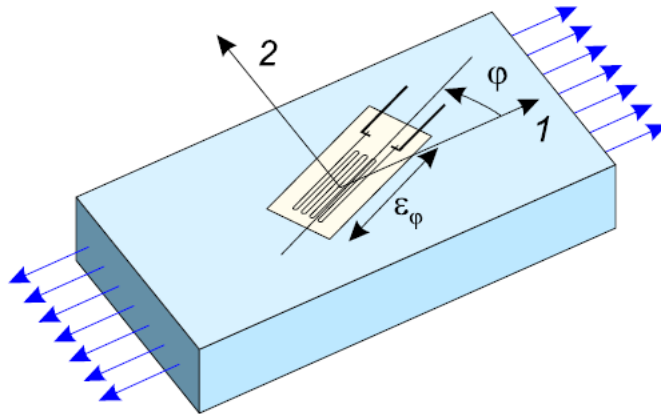
4.1.1. Primjena tenzometarskih mjernih traka

Kod mjerenja elektrootporničkim mjernim trakama ovisnost naprezanja i deformacija smatra se linearnom, jer se mjerenja na konstrukcijama provode u linearno-elastičnom području tj. u području Hookeova zakona.

4.1.1.1. Linearno stanje naprezanja

Linearno stanje naprezanja, odnosno jednoosno, javlja se najčešće kod osnovnog opterećenja ili kod savijanja konstrukcije. Hookeov zakon za jednoosno stanje naprezanja glasi [10] :

$$\sigma = \varepsilon \cdot E. \quad (4.1)$$

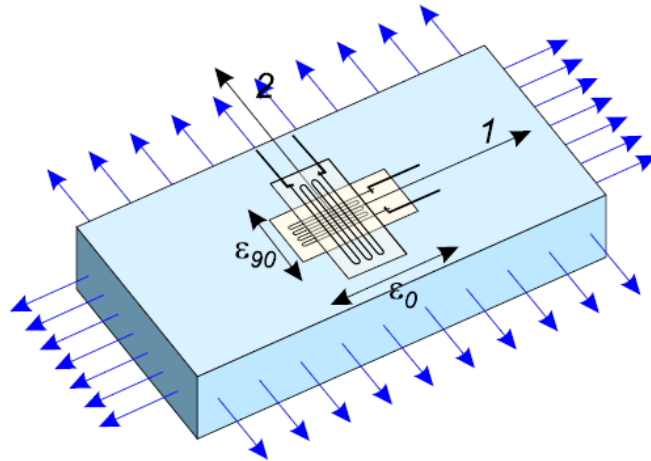


Slika 4.4. Mjerna traka postavljena pod kutom φ od glavnog naprezanja σ_1 [11].

4.1.1.2. Ravninsko stanje naprezanja s poznatim smjerom glavnih naprezanja

Za mjerenje deformacija kod ravninskog stanja (dvoosnog) naprezanja s poznatim smjerom glavnih naprezanja potrebne su dvije tenzometarske trake međusobno postavljene pod kutom od 90° . Hookeov zakon kod ravninskog stanja naprezanja s poznatim smjerom glavnih naprezanja glasi [10]:

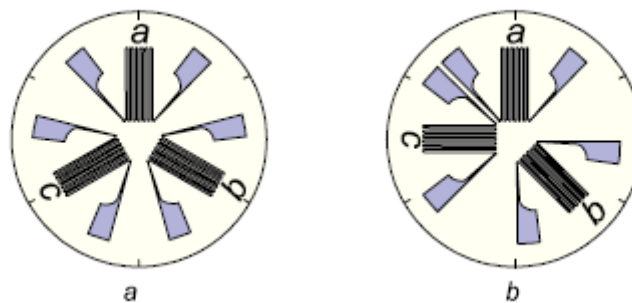
$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_1 + \nu \varepsilon_2), \\ \sigma_2 &= \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_2 + \nu \varepsilon_1). \end{aligned} \quad (4.2)$$



Slika 4.5. Mjerna traka postavljena u smjerovima glavnih naprezanja [10].

4.1.1.3. Ravninsko stanje naprezanja s nepoznatim smjerom glavnih naprezanja

Za mjerenje deformacija kod ravninskog stanja (dvoosnog) naprezanja s nepoznatim smjerom glavnih naprezanja potrebno je mjeriti deformacije u tri smjera. Takve mjerne trake nazivaju se mjerne rozete, a dijele se na delta rozete ($0^\circ/60^\circ/120^\circ$) i pravokutne rozete ($0^\circ/45^\circ/90^\circ$).



Slika 4.6. Mjerna rozeta: a) ($0^\circ/60^\circ/120^\circ$) i b) ($0^\circ/45^\circ/90^\circ$) [10].

Rozeta se na površinu konstrukcije postavlja tako da se tenzometar a postavlja u neki referentni smjer. Od tog će se pravca mjeriti nepoznati pravci glavnih naprezanja. Vrijednosti glavnih naprezanja σ_1 i σ_2 izračunavaju se na temelju izmjerenih deformacija ε_a , ε_b i ε_c u smjerovima a , b , c mjernih rozeta [10]:

a) $0^\circ/45^\circ/90^\circ$:

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} \pm \frac{E}{(1-\nu)\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2}, \quad (4.3)$$

b) $0^\circ/60^\circ/120^\circ$:

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_b + \varepsilon_c}{3} \pm \frac{E}{(1-\nu)\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\left(\frac{2\varepsilon_a - \varepsilon_b - \varepsilon_c}{3}\right)^2 + \frac{1}{3}(\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2}. \quad (4.4)$$

4.1.2. Faktor tenzometarske trake

Kako bi se izračunala deformacija uslijed promjene otpora trake, potrebno je poznavati faktor tenzometarske trake:

$$\varepsilon = \frac{1}{k} \cdot \frac{\Delta R}{R}, \quad (4.5)$$

gdje je:

ε - deformacija,

R - otpor tenzometarske trake bez deformacija,

ΔR - promjena u otporu uslijed deformacija,

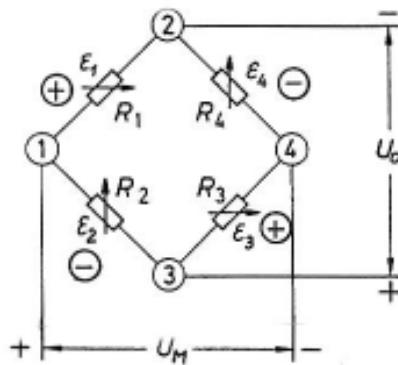
k - faktor tenzometarske trake.

Faktor tenzometarske trake ovisi o materijalu žice mjerne trake, a u praksi vrijednost faktora k kod metalnih žica mjernih traka iznosi: $k = (2,00 \div 2,10) \pm 1\%$ [10].

4.1.3. Mjerenje promjene otpora tenzometra

Za mjerenje promjene otpora tenzometra koristi se najčešće Wheatstoneov mjerni most. Wheatstone most je električni krug koji se koristi za mjerenje nepoznatog električnog otpora balansirajući dvije grane kruga mosta, od kojih jedna sadrži nepoznati otpor. Osnovna prednost ove metode je mogućnost provođenja vrlo točnih mjerenja malih otpora. Pogodan je zbog toga što za mjerenje nisu potrebni pretjerano precizni izvori napona/struja i precizni mjerni instrumenti, već je dovoljno imati nekoliko preciznih otpornika.

4.1.3.1. Princip rada



U_o - konstantni ulazni istosmjerni napon

U_M - mjereni napon, mjerni signal

2, 3 - napojna dijagonala mosta

1, 4 - mjerna dijagonala mosta

$R_1..R_4$ - otpori, tenzometarske trake

$\varepsilon_1.. \varepsilon_4$ - duljinske deformacije u mjernim
točkama na konstrukciji

Slika 4.7. Wheatstoneov puni mjerni most [10].

Mjerni most je ravnoteži samo ako je $U_M = 0$ ili je zadovoljen omjer otpora priključenih

otpornika: $\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_4}{R_3}$. (4.6)

Uz primjenu Kirchhoffovih zakona za Wheatstoneov most na slici 4.5., slijedi izraz za izlazni napon:

$$U_M = U_o \cdot \left(\frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} \right). \quad (4.7)$$

Ako se promijeni vrijednost otpora $R_1..R_4$ mjernog mosta za ΔR , ravnoteža u granama mosta se poremeti i između točaka 1 i 4 pojaviti će se potencijal, tj. izlazni napon U_M . Omjer izlazne i ulazne vrijednosti napona iznosi:

$$\frac{U_M}{U_o} = \frac{R_1 + \Delta R_1}{R_1 + \Delta R_1 + R_2 + \Delta R_2} - \frac{R_4 + \Delta R_4}{R_3 + \Delta R_3 + R_4 + \Delta R_4}. \quad (4.8)$$

Kod mjerenja koriste se mjerne trake čije su promjene otpora vrlo male. U tom slučaju može se izraz (4.8) zapisati :

$$\frac{U_M}{U_o} \approx \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right). \quad (4.9)$$

Uvrštavanjem izraza $\frac{\Delta R}{R} = k \cdot \varepsilon$, izraz (4.9) glasi:

$$\frac{U_M}{U_o} \approx \frac{k}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4). \quad (4.10)$$

U mjernom uređaju s Wheatstoneovim mjernim mostom mogu biti sva 4 otpora aktivna, tj. na tim su mjestima mjerne trake te se takav most naziva puni most. Ako su samo dva otpora aktivna govori se od polu-mostu, a ako je samo jedan otpor aktivan zove se četvrtinski most [10].

4.2. Odabir elemenata potrebnih za mjerenje

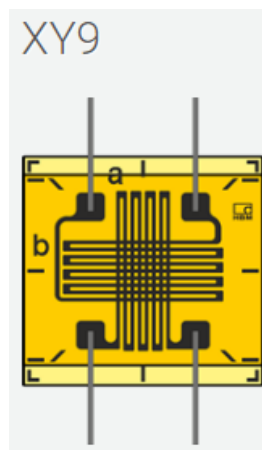
Kako bi se provela mjerenja tenzometarskim trakama važno je imati sve potrebne elemente za ostvarivanje funkcionalnog mjerenja.. Većina tih elemenata moguće je pronaći na internetskim stranicama tvrtke HBM [12]. Za pravilan odabir tenzometarskih traka potrebno je poznavati materijal na kojem se izvodi mjerenje te poznavanje stanja naprezanja. Važno je napomenuti da prilikom odabira mjernih traka potrebno određeno iskustvo rada s trakama te njihovo pozicioniranje i spajanje s ostalim elementima. Stoga su tenzometarske trake i potrebni elementi za mjerenje odabrani uz pomoć djelatnika Katedre za elemente strojeva i konstrukcija koji imaju dugogodišnje iskustvo u metodi tenzometrije. U tablici 4.1. su navedeni elementi tvrtke HBM koji su odabrani za planirano mjerenje.

Tablica 4.1. Ponuda tvrtke HBM.

Tenzometri sa priborom:			Količina
1.1	1	1-XY91-3/120	5
1.2	1	1-LS7	5
6-žilni kabel:			
1.3	1	1-CABA1/20m	20 m
Ljepilo za SG aplikacije:			
1.4	1	1-X60	1
Konektor: 15-pin Sub D connector with cap and fastening material			
1.5	10	3-3312.0182	10

4.2.1. Tenzometarske traka kod mjerenja

Za mjerenja će se koristiti 1-XY91-3/120 mjerna rozeta koja se sastoji od dviju tenzometarskih traka koje se međusobno nalaze pod kutom od 90°. Najčešće se primjenjuje kod ravninskog stanja naprezanja sa poznatim smjerovima glavnih naprezanja, kao kod vlačnog i tlačnog opterećenja. Mjerna rešetka izrađuje se kao konstantan (57-60 % Cu, 30-40 % Ni), a nosač mjerne rešetke izrađuje se od poliamida [12].



Slika 4.8. Prikaz tenzometarske trake iz serije XY9 [12].

XY91

0°/90° stacked T rosette
Temperature response matched to steel
with $\alpha = 10,8 \cdot 10^{-6}/K$ ($6,0 \cdot 10^{-6}/^{\circ}F$)

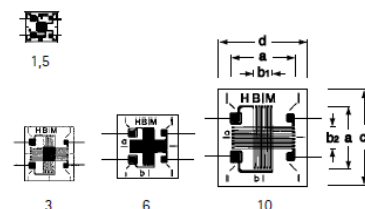
XY93

Temperature response matched to aluminum
with $\alpha = 23 \cdot 10^{-6}/K$ ($12,8 \cdot 10^{-6}/^{\circ}F$)

XY9x

Temperature response matched to customer's choice
see page 16

Illustrations show actual size
(Data: grid length in mm/inch)



Types available ex stock		Variants	No-minal resistance	Dimensions (mm/inch)						Max. perm. effective bridge ex. voltage	Solder terminals
Steel	Aluminum	Other		Ω	Measuring grid			Measuring grid carrier			
					a	b1	b2	c	d		
1-XY91-1.5/120		1-XY9x-1.5/120	120	1.5 0.059	1.2 0.047	1.2 0.047	4.7 0.185	6.7 0.264	1	LS 5	
1-XY91-3/120	1-XY93-3/120	1-XY9x-3/120	120	3 0.118	1.4 0.055	1.3 0.051	6.2 0.244	7.9 0.311	2	LS 5	
1-XY91-6/120	1-XY93-6/120	1-XY9x-6/120	120	6 0.236	1.9 0.075	2.2 0.087	10 0.394	9.6 0.378	3.5	LS 4	
1-XY91-10/120		1-XY9x-10/120	120	10 0.394	3.2 0.126	3.8 0.15	15.2 0.599	14.0 0.551	6.5	LS 212	
1-XY91-1.5/350		1-XY9x-1.5/350 ^(*)	350	1.5 0.059	1.5 0.059	1.5 0.059	4.7 0.185	6.7 0.264	2.5	LS 5	
1-XY91-3/350	1-XY93-3/350	1-XY9x-3/350	350	3 0.118	1.5 0.059	1.4 0.055	6.2 0.244	7.9 0.311	3.5	LS 5	
1-XY91-6/350	1-XY93-6/350	1-XY9x-6/350	350	6 0.236	2 0.079	2.2 0.087	10 0.394	9.6 0.378	6	LS 4	
		1-XY9x-10/350	350	10 0.394	3.3 0.13	3.7 0.146	15.2 0.551	14 0.551	11.5	LS 212	

⁽¹⁾ Solder terminals are not compulsory

⁽²⁾ Types are only available with matching to aluminum, ferritic or austenitic steel

Slika 4.9. Karakteristike tenzometarske trake 1-XY91-3/120 [14].

4.2.2. Priključna klema

Kod mjernih traka sa žicom priključna klema koriste se za spajanje priključnog kabla i samih tenzometarskih traka, te se spajaju na mjerni objekt u jednakom smjeru kao i tenzometarska traka. Same priključne klemme olakšavaju lemljenje i sprječavaju oslobađanje žica tenzometarskih traka tijekom deformacija.

LS7/5/4

Copper, nickel-plated, on polyimide
Attachment to test object: Bonding
Can be used up to 180°C (356°F), briefly up to 260°C (500°F)

Product number	Dimensions (mm/inch)				Distance	Contents per package:
	Solder tag		Carrier			
	a	b	c	d		
1-LS 7	1 0.039	3 0.118	21 0.827	6 0.236	2 0.079	125 pairs
1-LS 5	1.5 0.059	4.5 0.177	35 1.378	10 0.394	2.5 0.098	125 pairs
1-LS 4	2.5 0.098	6.5 0.256	50.1 1.972	13 0.512	4 0.157	125 pairs (25 strips each)

Slika 4.10. Prikaz priključne klemme LS7/5/4 [12].

4.2.3. Priključni kabel

Za spajanje tenzometarskih traka i mjernog pojačala koristit će se priključni kabel 1-CABA1. Taj priključni kabel je malog kapaciteta u sastoji se od 6 žica. Zaštita žica izrađuje se od PVC presvlake čime se povećava sigurnost u radu i osigura se zaštita od elektromagnetskih smetnji.



Technical Data

Type		1-CABA1/20 ¹⁾	1-CABA1/100 ¹⁾
Length	m	20	100
Cable coating color	RAL	7001 (gray)	
Coating material	–	PVC	
Wire isolation	–	PE	
Number of wires	–	6	
Wire cross section	mm ²	0.14	
Wire resistance	mΩ/m	≤130	
Capacity	pF/m	≤82	
Shield	–	1	
Outer diameter	mm	5.4 ^{+0.3}	
Temperature range	°C [°F]	–30 ... +85 [–22 ... +185]	
Wire colors (HBM color code)	–	gray, black, white, blue, green, red	
Weight, approx.	kg	1	5

Slika 4.11. Prikaz priključnog kabla 1-CABA1 [12].

4.2.4. Ljepilo za tenzometarske trake

Za lijepljenje tenzometarskih traka na ramena bolida koristi će se 1-X60 ljepilo. To ljepilo je dvokomponentno brzodjelujuće adhezivno ljepilo. Sastoji se od tekuće komponente (B) i praha (A). Ljepilo je bez mirisa i bjeličaste je boje. Važno je napomenuti da uzrokuje senzibilizirajuće djelovanje, tj. u dodiru s kožom može uzrokovati preosjetljivost.



Slika 4.12. Ljepilo za tenzometarske trake 1-X60 [12].

4.2.5. Konektori

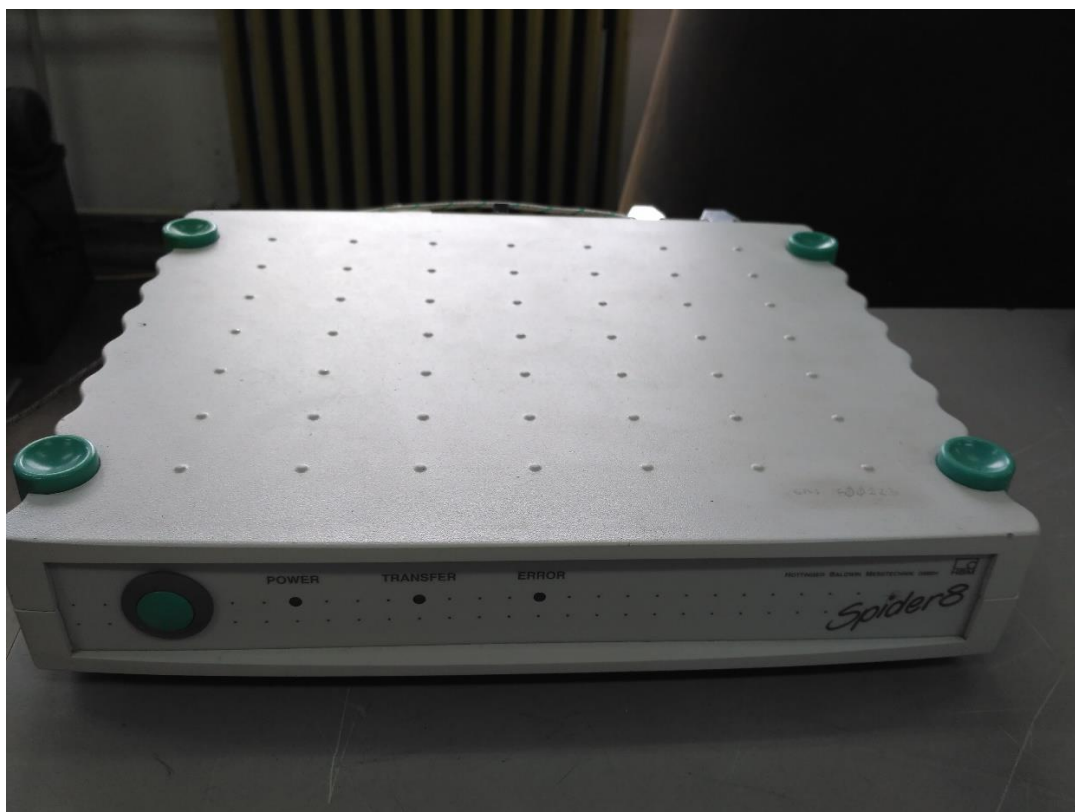
Za spajanje žica priključnog kabla i mjernog pojačala, potrebni je spojiti žice iz priključnog kabla na konektor. Koristit će se 15 pinski konektor sa metalnim kućištem. Tijekom spajanja važno je spojiti žice zavisno o karakteristikama mjernog mosta (puni, polumost ili četvrtinski most).



Slika 4.13. Konektor s 15 pinova [15].

4.2.6. Mjerno pojačalo

Nakon pozicioniranja tenzometarskih traka i njihovog lijepljenja na ispitni primjerak, te spajanja u puni Wheatstoneov most, čime se anulira utjecaj temperature na izlazni napon, potrebno je zajedno spojiti sa mjernim pojačalom. Uloga pojačala je da prima informacije o promjeni napona nastaloj uslijed deformacije tenzometarske trake. U mjerenju koristi će se naponsko pojačalo *Spider 8* od proizvođača HBM, a izlaznog je napona ± 10 mV, sa mogućnošću podešavanja na nulu u rasterećenom stanju. Pojačalo ima četiri kanala sa integriranim A/D konverterima, a veza s računalom ostvaruje preko USB kabla [13].

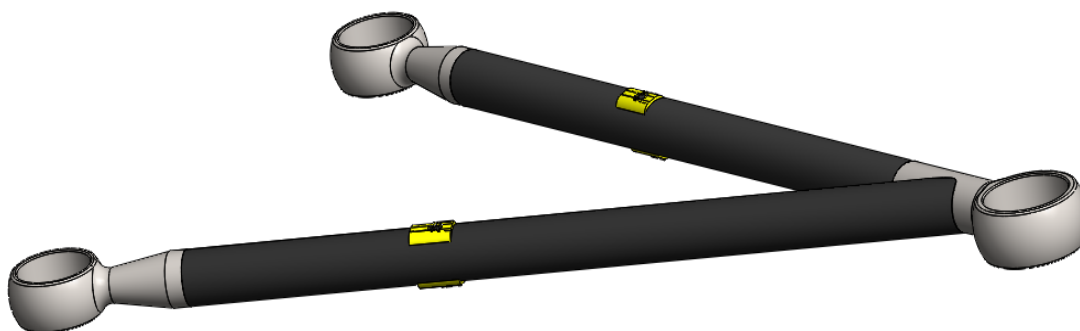


Slika 4.14. Mjerno pojačalo Spider 8.

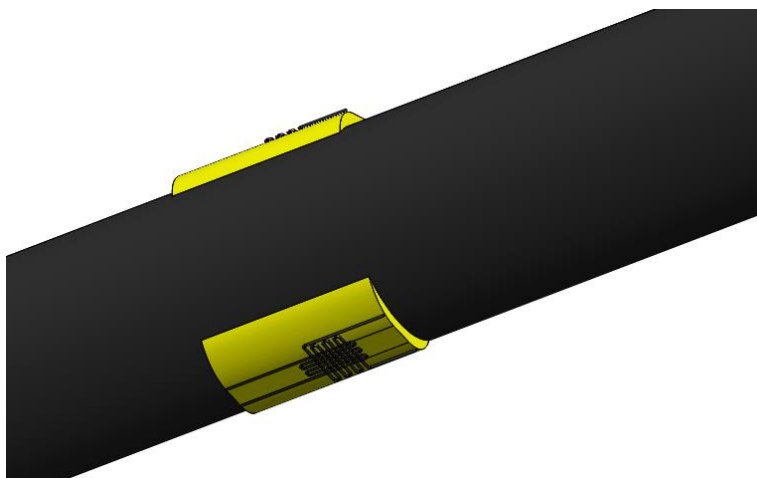
4.3. Pozicioniranje tenzometarskih traka i šasijske

Tenzometarsku traku potrebno je pozicionirati na gornje lijevo rame prednjeg ovjesa bolidu tako da se nalazi na mjestu gdje nema promjene geometrije. Uz to, potrebno je staviti tenzometarsku traku podalje od zone zavarenog spoja, jer u području zuta dolazi do većih

promjena u mikrostrukтури materijal i moglo bi doći do velikih odstupanja u deformacijama, a samim time i u naprezanju. Također tenzometarske trake su pozicioniranje u smjeru najvećih deformacija nastalih uslijed vertikalnog vlačnog opterećenja nosača kotača. Na slici 4.14. prikazan je zamišljeni položaj traka na ramenu ovjesa, dok je na slici 4.15. prikazan detalj same tenzometarske trake.



Slika 4.15. Pozicionirane tenzometarske trake.



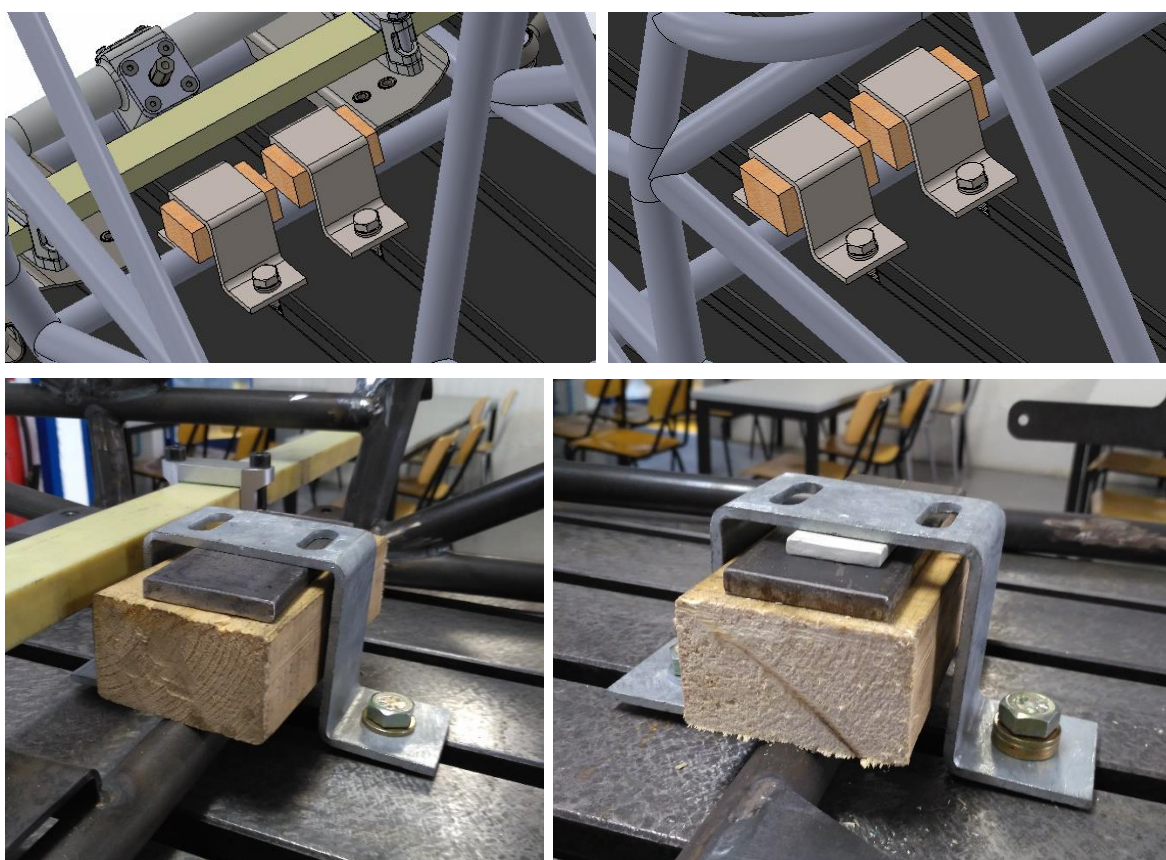
Slika 4.16. Detalj prikaza tenzometarske trake.

Prije mjerenja šasija će se pričvrstiti na stol koji se sastoji od postolja i prizme od glodalice. Prizma se sastoji od utora u koje se mogu gurnuti kameni na različita mjesta, te se pomoću prihvata, koji se vežu vijcima na kamene, može prihvatiti šasija. Šasiju je važno stegnuti na stol kako prilikom mjerenja naprezanja, uslijed djelovanja opterećenja, ne bi došlo do prevrtanja šasije. Između cijevi šasije i prihvata, koji stežu šasiju na stol, potrebno je staviti komad drveta kako ne bi došli do deformacije cijevi uslijed stezanja. Osim toga, važno je napomenuti da kada na ovjes nije narinuto vanjsko opterećenje stol preuzima svu težinu

ovještene mase, dok je ovjes preuzima samo težinu neovještene mase. Na slikama 4.17. prikazana je šasija na stolu u *Solidworksu* i u laboratoriju, a na slici 4.17 prikazani su detalji prihvat koji stežu šasiju na stol.



Slika 4.17. Prikaz spojene šasije i stolu u *Solidworksu* (lijevo) te u laboratoriju (desno).



Slika 4.18. Prikaz detalja prihvata u *Solidworksu* (iznad) i u laboratoriju (ispod).

Na slici 4.19. prikazana je shema spajanja tenzometarskih traka zalijepljenih na ramenu ovjesa s mjernim pojačalom preko priključnih kablova te povezivanje mjernog pojačala i laptopa preko USB kabela.



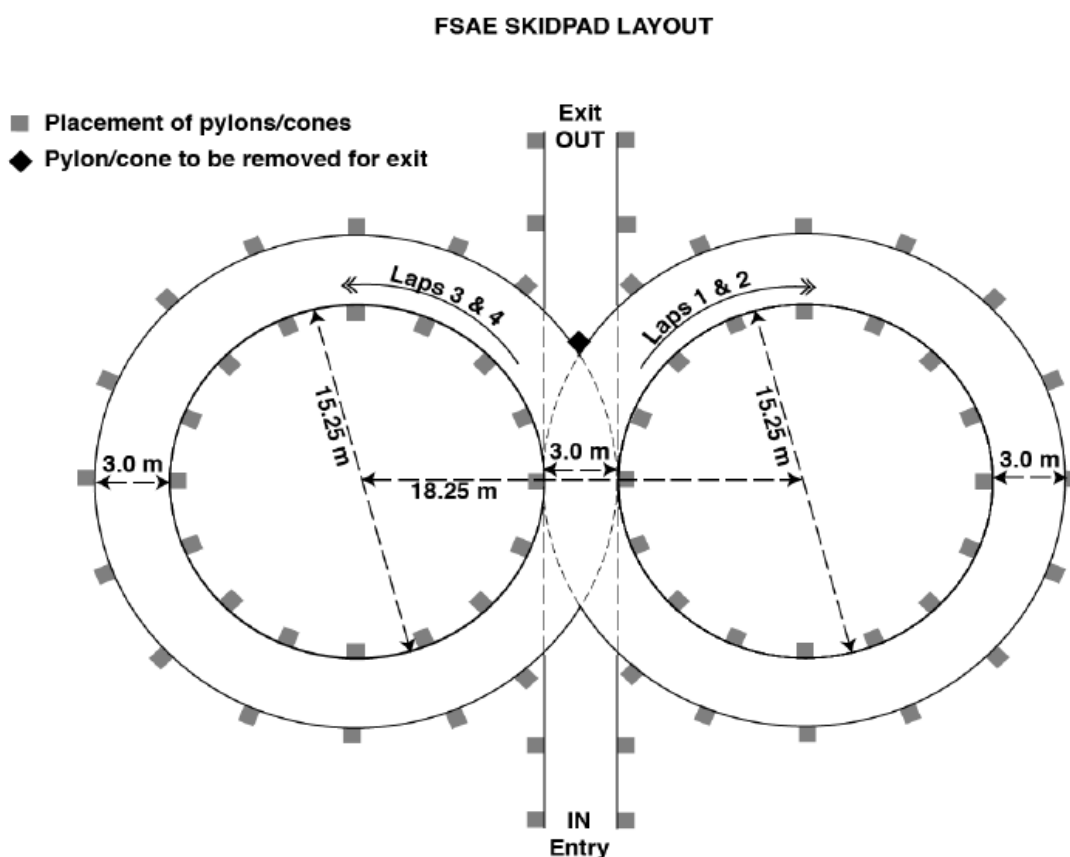
Slika 4.19. Shema ispitivanja naprezanja ramena ovjesa.

5. ANALIZA OPTEREĆENJA U DINAMIČKIM UVJETIMA

Promatranje opterećenja u dinamičkim uvjetima provodi se u ispitnoj proceduri *Skidpad*. U nastavku prikazat će se sama utrka *Skidpad*, djelovanje sila u toj utrci i iznosi reakcijskih sila na gornjem ramenu ovjesa bolida.

5.1. *Skidpad* – utrka bočnog ubrzanja (osmica)

Skidpad je ispitna procedura na natjecanjima Formule Student, a osnovni cilj ove utrke je ispitati sposobnost skretanja vozila u zavoju na ravnoj podlozi vozeći krugove konstantnog polumjera. Na slici 5.1. može se vidjeti izgled poligona *Skidpad*.



Slika 5.1. Prikaz ispitne procedura *Skidpad*.

Skidpad se sastoji od dva para koncentričnih krugova koji izgledom podsjećaju na osmicu. Središta krugova udaljena su za 18,25 m. Unutarnji promjeri krugova iznose 15,25 m, a vanjski iznose 21,25 m. Širina staze je 3 m, a to je ujedno i razmak između unutarnjeg i vanjskog kruga.

Vozila ulaze kroz dio koji je na slici 5.1. označen sa *IN* tj. *Entry* te nakon toga voze dva puna desna kruga, a nakon toga voze dva puna lijeva kruga. Nakon što vozilo odvozi 4. krug izlazi sa staze u istom smjeru u kojem je i ušlo, a na slici 5.1. to mjesto je označeno s *OUT* tj. *Exit*. Od svih krugova koji se voze, 2. i 4. su mjerni krugovi. Bolid koji odvozi ovu ispitnu proceduru bez grešaka i u najkraćem vremenu dobije najviše bodova te je ta momčad ujedno i pobjednik ove ispitne procedure.

Osim mjerenja vremena, *Skidpad* je ispitna procedura pomoću koje se može mjeriti bočno ubrzanje bolida te iznos bočne sile na kotaču u zavoju. Bočno ubrzanje bolida te iznos bočne sile su jedni od osnovnih pojmova dinamike vozila jer nam oni izravno govore o karakteristikama vozilima, tj. mogućnostima vožnje u zavojima i stabilnost. Samim povećanjem bočnog ubrzanja, ovjes bolida može podnijeti veće bočne sile u zavoju pa sama vožnja većom brzinom kroz zavoj stabilnija. Samom mogućnošću prolaska kroz zavoj većom brzinom skraćuje se vrijeme trajanja vožnje kroz zavoj, te se samom tom činjenicom može ostvariti dovoljno stotinki prednosti po krugu da bolid pobijedi.

5.2. Pretpostavka opterećenja

Potrebno je definirati opterećenja koja djeluju na komponente ovjesa u utrci bočnog ubrzanja *Skidpad*. Kako je kontaktna ploha gume i podloge mjesto gdje djeluju opterećenja koja se dalje prenose na elemente ovjesa pa sve do šasije, kotač se uzima kao polazna točka za definiranje vanjskih opterećenja.



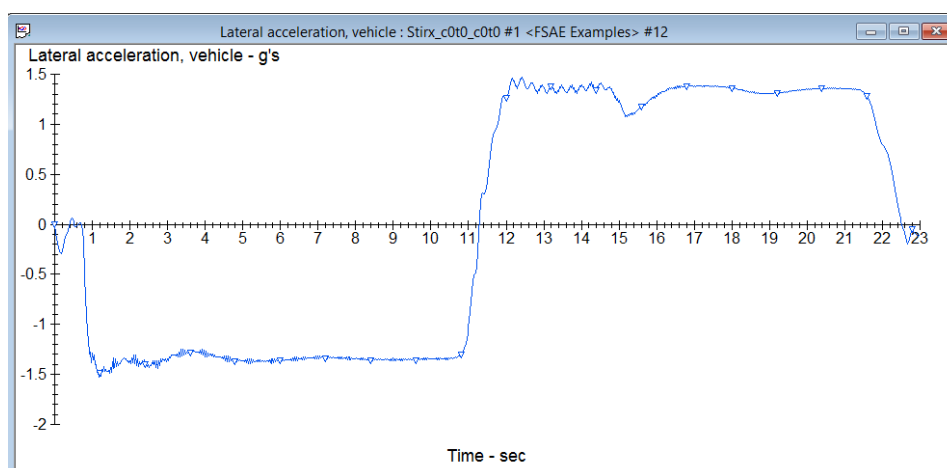
Slika 5.2. Prikaz bolida u *Skidpadu* u *CarSimu*.

U ispitnoj proceduri *Skidpad* najdominantnije je bočno opterećenje, a velik utjecaj ima i vertikalno opterećenje. Bočno opterećenje, tj. bočna sila na gumu koja djeluje na mjestu kontakta gume i podloge javlja se kao reaktivna sila centrifugalnoj sili koja je jednaka umnošku ovješene mase i bočnog ubrzanja. Kao što je već navedeno, ta bočna sila se preko središta valjanja prenosi na ovješenu masu te zajedno s centrifugalnom silom uzrokuje moment valjanja ovješene mase oko uzdužne osi. Nešto više o momentu valjanja bit će definirano u poglavlju 5.2.2. Sama pojava bočno ubrzanja ima za posljedicu pojave bočne preraspodjele opterećenja. U poglavlju 5.2.2. biti će prikazan analitički postupak izračuna preraspodjele opterećenja uslijed djelovanja najvećeg bočnog ubrzanja u ispitnoj proceduri *Skidpad*.

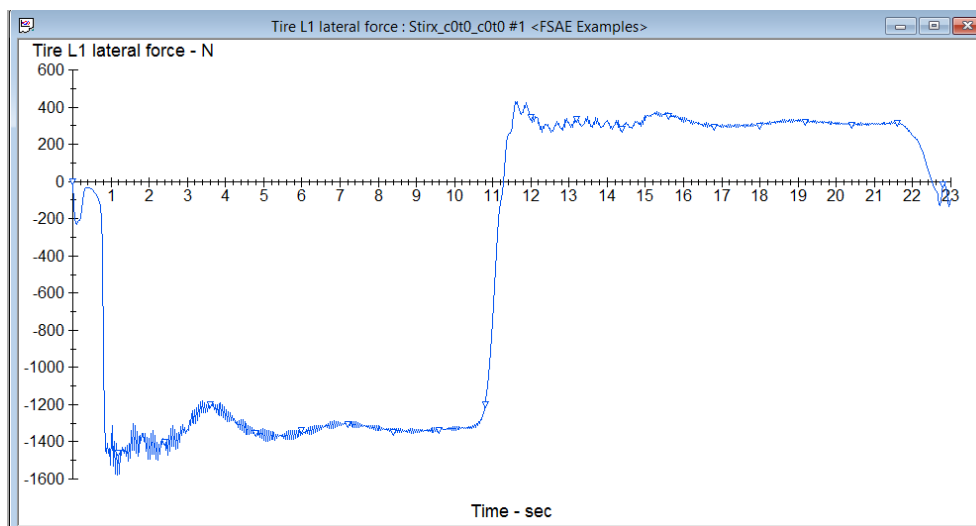
5.2.1. Određivanje bočnog ubrzanja i bočne sile

Za određivanje najveće bočne sile koristit će se programski paket *CarSim 8.1*. Da bi se definirao model bolidi potrebno je unijeti podatke o kinematici ovjesa, karakteristike pogona, gume, opružna i prigušna karakteristika, upravljački sustav i srodne karakteristike. Nakon unosa podataka potrebno je odabrati ispitnu proceduru za koju će biti pokrenuta simulacija. Rezultati simulacije prikazuju se u obliku dijagrama ili ih je moguće spremiti kao tekstualnu datoteku, a uz sve to omogućen je prikaz animacije vožnje vozila.

Na slici 5.3. i slici 5.4. prikazani su dijagram bočnog ubrzanja u ovisnosti o vremenu odnosno dijagram bočne sile na kotaču u ovisnosti o vremenu tijekom ispitne procedure *Skidpad*.



Slika 5.3. Prikaz ovisnosti bočnog ubrzanja o vremenu.



Slika 5.4. Prikaz ovisnosti bočne sile o vremenu.

Iz slika 5.3. i 5.4. očitana je maksimalna vrijednost bočnog ubrzanja, te iznos bočne sile u trenutku ostvarivanja bočne sile, a rezultati su prikazani u tablici 5.1.

Tablica 5.1. Prikaz maksimalne vrijednosti bočne sile i bočnog ubrzanja.

Vrijednosti	Iznos
Najveća bočna sila	1491 N
Najveće bočno ubrzanje	-1,4684 g
Vrijeme	1,25 s

Važno je napomenuti da se najveća bočna sila na prednjoj osovini generira na prednjem lijevom vanjskom kotaču uslijed prolaska kroz desni zavoј.

Nakon što je utvrđen iznos bočnog opterećenja potrebno je odrediti iznos najvećeg vertikalnog opterećenja na prednjem kotaču. Kako bi se to odredilo analitičkim načinom potrebno je ponajprije odrediti raspodjelu opterećenja tijekom valjanja ovješene mase u zavoju. Osim analitičkog, samo određivanje sila može se provesti numerički u *CarSimu*. Odabran je analitički način izračuna vertikalnog opterećenja kako bi se prikazao sam postupak.

5.2.2. Određivanje vertikalnog opterećenja

Kao što je i navedeno, za izračunavanje vertikalnog opterećenja potrebno je odrediti preraspodjelu opterećenja uslijed valjanja mase u zavoju. Do valjanja mase dolazi uslijed razlike visina između prednjeg središta rotacije i visine težišta. Lako se zaključuje da je veće

valjanje mase ako je ta visina veća. Ako bi se teoretski izjednačile visine težišta i visine središta valjanja ne bi došlo do preraspodjele opterećenja, no to nije moguće jer u svakom prolasku kroz zavoje dolazi do mijenjanja položaja središta valjanja i visine težišta te se javlja preraspodjela opterećenja. Uz preraspodjelu opterećenja važno je napomenuti da će vozilo biti stabilnije i upravljivije u zavoju ako je kraće vrijeme trajanja preraspodjele opterećenja s unutarnjeg na vanjski kotač.

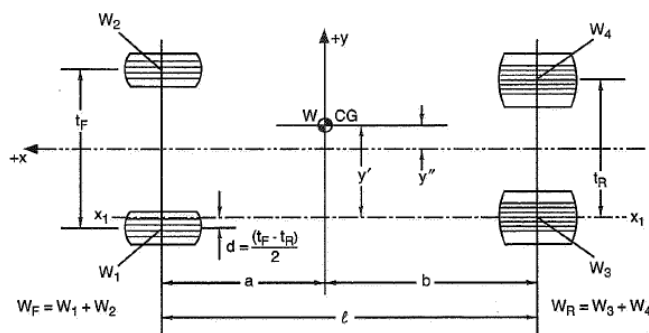
Kako bi se odredila preraspodjela opterećenja uslijed valjanja mase na prednjoj osovini potrebno je najprije odrediti preraspodjelu mase na prednjoj odnosno stražnjoj osovini uslijed prolaska kroz zavoj. Postoje dva načina izračuna preraspodjele mase na prednjoj odnosno stražnjoj osovini, prema [1], pojednostavljeni i složeniji. U ovom proračunu koristi će se jednostavniji model izračuna, jer nisu poznati svi potrebni podaci za izračunavanje složenijim načinom. Za određivanje preraspodjele opterećenja potrebno je poznavati krutosti vožnje i valjanja na prednjoj i stražnjoj osovini.

Krutost vožnje (engl. *Ride rate*) je veličina koja povezuje promjenu vertikalne sile na pojedinom kotaču na mjestu kontakta gume i podloge sa vertikalnim pomakom ovješene mase.

Krutost valjanja (engl. *Roll rate*) je definirana kao moment valjanja koji se odupire valjanju ovješene mase po stupnju nagiba ovješene mase, te je ta vrijednost proporcionalno povezana s krutošću vožnje.

5.2.2.1. Proračun krutosti valjanja, vožnje i preraspodjele opterećenja

Krutosti valjanja je ovisna o krutosti vožnje, pa je shodno tome potrebno ponajprije odrediti iznos krutosti vožnje. Krutost valjanja proporcionalan je iznosu sile na kotaču i frekvenciji, tako da najprije potrebno odrediti silu na kotaču i iznos neprigušene frekvencije.



Slika 5.5. Dimenzije vozila i statička preraspodjela mase, preuzeto iz [1].

Na slici 5.5. prikazana je statička preraspodjela mase vozila. U bolidu *Strix* pretpostavljeno je da statička preraspodjela mase iznosi 45 % mase na prednjoj osovini i 55 % mase na stražnjoj osovini [4]. U tablici 5.2. prikazane su sve vrijednosti potrebne za izračun krutosti vožnje. Važno je napomenuti da su sve formule preuzete iz [1].

Tablica 5.2. Podaci potrebni za izračun krutosti vožnje i valjanja.

	Oznaka	Ukupno	Postotak na prednjoj osovini	Prednja osovina	Stražnja osovina
Masa ovješene mase + vozač [kg]	m_{st}	213	45%	95,85	117,15
Masa neovješene mase [kg]	m_{ut}	40	50%	20	20
Visina težišta [m]	h	0,3			
Prednja neprigušena frekvencija ovješene mase [Hz]	f_F	2,6			
Stražnja neprigušena frekvencija ovješene mase [Hz]	f_R	2,8			
Međusovinski razmak [m]	l	1,5295			
Širina traga kotača – prednji [m]	b_f	1,3			
Širina traga kotača – stražnji [m]	b_r	1,24			

Krutost vožnje prednjeg dijela bolida iznosi:

$$K_{RF} = 4 \cdot \pi^2 \cdot f_F^2 \cdot \frac{m_{sf}}{2} \quad (5.1)$$

Uvrštavanjem podataka iz tablice 5.2. slijedi:

$$K_{RF} = 4 \cdot \pi^2 \cdot 2,6^2 \cdot \frac{95,85}{2}$$

$$K_{RF} = 12776,98 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$
(5.2)

Krutost vožnje stražnjeg dijela bolida iznosi:

$$K_{RR} = 4 \cdot \pi^2 \cdot f_R^2 \cdot \frac{m_{sr}}{2}$$
(5.3)

Uvrštavanjem podataka iz tablice 5.2. slijedi:

$$K_{RF} = 4 \cdot \pi^2 \cdot 2,6^2 \cdot \frac{117,15}{2}$$

$$K_{RF} = 18111,22 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$
(5.4)

Krutost valjanja prednjeg dijela bolida iznosi:

$$K_{\phi F} = \frac{K_{RF} \cdot b_f^2}{2}$$
(5.5)

Uvrštavanjem podataka iz tablice 5.2. slijedi:

$$K_{\phi F} = \frac{12776,98 \cdot 1,3^2}{2}$$

$$K_{\phi F} = 10796,55 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$
(5.6)

Krutost valjanja stražnjeg dijela bolida iznosi:

$$K_{\phi R} = \frac{K_{RR} \cdot b_r^2}{2}$$
(5.7)

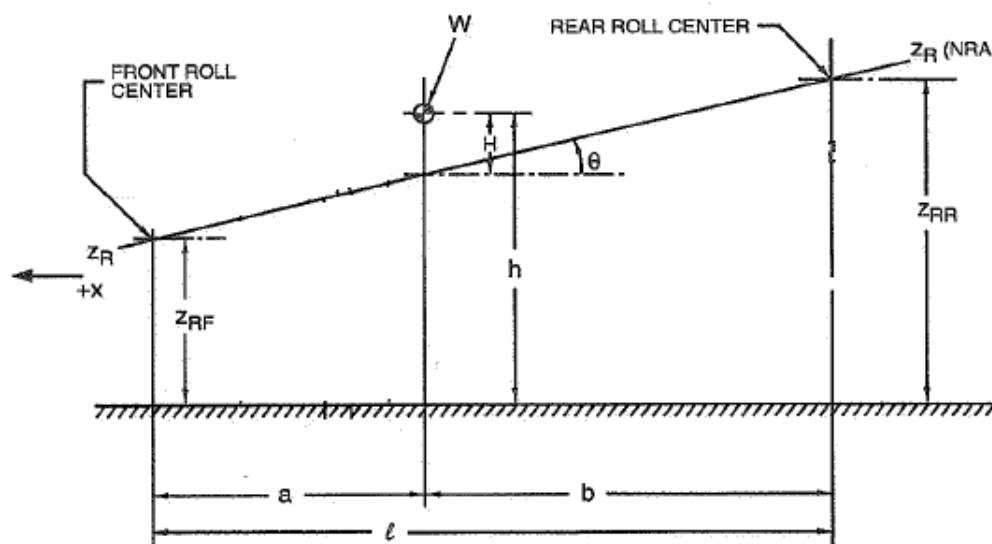
Uvrštavanjem podataka iz tablice 5.2. slijedi:

$$K_{\phi R} = \frac{18111,22 \cdot 1,24^2}{2}$$

$$K_{\phi R} = 13923,9 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$
(5.8)

Nakon što su određeni iznosi krutosti vožnje i krutosti valjanja, može se izračunati preraspodjela opterećenja između prednje i stražnje osovine tijekom valjanja ovještene mase. Na slici 5.6. prikazan je bočni pogled na vozilo s ucrtanim visinama središta valjanja i

položajem težišta. Kako bi se odredila preraspodjela opterećenja između prednje i stražnje osovine tijekom valjanja ovješene mase potrebno je još izračunati visinu H , tj. krak na kojem centrifugalna sila, koja djeluje u težište bolida, stvara određeni moment valjanja ovješene mase do osi valjanja tijekom vožnje u zavoju.



Slika 5.6. Bočni prikaz vozila, preuzeto iz [1].

Za izračunavanje visine H potrebno je ponajprije izračunati kut valjanja šasijske (ϕ). Kako bi se odredio kut valjanja šasijske potrebni su navesti visine središta valjanja koje su prikazane u tablici 5.3.

Tablica 5.3. Iznosi visina središta valjanja.

	Oznaka	Iznos
Visina prednjeg središta valjanja (m)	z_{RF}	0,04
Visina stražnjeg središta valjanja (m)	z_{RR}	0,08

Kut valjanja šasijske izračunava se na sljedeći način:

$$\phi = \arctan\left(\frac{z_{RR} - z_{RF}}{l}\right) \quad (5.9)$$

Uvrštavanjem podataka iz tablice 5.2. i tablice 5.3. slijedi:

$$\phi = \arctan\left(\frac{0,08 - 0,04}{1,5295}\right)$$

$$\phi = 1,498^\circ$$
(5.10)

Za izračun visine H potrebno je odrediti položaj težišta. Kod položaja težišta uvodi se ponovno pretpostavka o statičkoj preraspodjeli mase, tj. 45 % mase na prednjoj osovini i 55 % na stražnjoj. Prema navedenom definiraju se udaljenosti a i b :

$$a = 0,55 \cdot l = 0,55 \cdot 1,5295 = 0,841225 \text{ m}$$

$$b = l - a = 1,5295 - 0,841225 = 0,688275 \text{ m}$$
(5.11)

Preostaje još izračunati vertikalnu udaljenost između središte valjanja prednje osovina i točke na osi valjanja kod težišta vozila, a ta udaljenost u proračunu označena je slovom x . Nakon toga su poznati potrebni podaci za izračun visine H .

$$x = \tan(\phi) \cdot a$$

$$x = \tan(1,498) \cdot 0,841225$$

$$x = 0,022 \text{ m}$$
(5.12)

Visinu H se izračunava preko formule:

$$H = h - x - z_{RF}$$
(5.13)

Uvrštavanjem podataka iz tablice 5.2., tablice 5.3. i izraza (5.12) dobijemo:

$$H = 0,3 - 0,022 - 0,04$$

$$H = 0,238 \text{ m}$$
(5.14)

Nakon što se izračuna visina H , krutost valjanja te odredi položaj težišta i iznos bočnog ubrzanja, može se izračunati prijenos mase prednje osovine uslijed valjanja ovješene mase.

Preraspodjela opterećenja na prednjoj osovini:

$$\Delta W_F = |a_y| \cdot \frac{m_{st}}{b_F} \cdot \left(\frac{H \cdot K_{\phi F}}{K_{\phi F} + K_{\phi R}} + \frac{b}{l} \cdot z_{RF} \right)$$

$$\Delta W_F = 1,4684 \cdot 9,81 \cdot \frac{213}{1,3} \cdot \left(\frac{0,238 \cdot 10796,55}{10796,55 + 13923,9} + \frac{0,688275}{1,5295} \cdot 0,04 \right)$$

$$\Delta W_F = 287,817 \text{ N}$$
(5.15)

Preraspodjela opterećenja na stražnjoj osovini:

$$\begin{aligned}\Delta W_R &= |a_y| \cdot \frac{m_{st}}{b_R} \cdot \left(\frac{H \cdot K_{\phi R}}{K_{\phi F} + K_{\phi R}} + \frac{a}{l} \cdot z_{RR} \right) \\ \Delta W_R &= 1,4684 \cdot 9,81 \cdot \frac{213}{1,3} \cdot \left(\frac{0,238 \cdot 13923,9}{10796,55 + 13923,9} + \frac{0,841225}{1,5295} \cdot 0,08 \right) \\ \Delta W_R &= 420,786 \text{ N}\end{aligned}\quad (5.16)$$

Nakon što je određen iznos preraspodjele opterećenja na prednjoj osovini, odnosno na stražnjoj, možemo izračunati postotak bočne preraspodjele opterećenja na prednjoj i stražnjoj osovini.

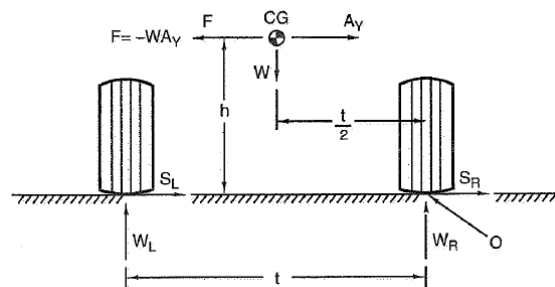
Preraspodjela opterećenja na prednjoj osovini uslijed bočnog opterećenja:

$$\begin{aligned}\% &= \frac{\Delta W_F}{\Delta W_F + \Delta W_R} \\ \% &= \frac{287,817}{287,817 + 420,786} \\ \% &= 0,41\end{aligned}\quad (5.17)$$

Preraspodjela opterećenja na stražnjoj osovini uslijed bočnog opterećenja:

$$\begin{aligned}\% &= 1 - 0,41 \\ \% &= 0,59\end{aligned}\quad (5.18)$$

Nakon izračuna preraspodjele opterećenja uslijed valjanja mase, izračunava se iznos vertikalne sile koja djeluje na kotače bolida prolaskom kroz zavoj. Da bi se provela analiza potreban je iznos vertikalnih sila na prednjoj osovini, pošto će u radu biti prikazane simulacije i mjerenja prednjeg kotača, stoga iznose vertikalnih sila na stražnjim kotačima nećemo izračunavati. Prema [1] preraspodjela opterećenja ovješene mase na prednjoj osovini izračunava se prema slici 4.7.



Slika 5.7. Prikaz prijenosa bočnog opterećenja, preuzeto iz [1].

Iznos mase na prednjoj osovini jednak je:

$$\begin{aligned} m_{st_f} &= 0,41 \cdot m_{st} \\ m_{st_f} &= 86,52 \text{ kg} \end{aligned} \quad (5.19)$$

$$\sum M_{l,k} = 0$$

$$\begin{aligned} m_{st_f} \cdot a_y \cdot h - m_{st_f} \cdot g \cdot \frac{b_f}{2} + W_R \cdot b_f &= 0 \\ W_R &= \frac{-m_{st_f} \cdot a_y \cdot h + m_{st_f} \cdot g \cdot \frac{b_f}{2}}{b_f} \\ W_R &= \frac{-86,52 \cdot 1,4684 \cdot 9,81 \cdot 0,3 + 86,52 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,3}{2}}{1,3} \\ W_R &= 136,76 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.20)$$

$$\sum F_z = 0$$

$$\begin{aligned} W_L + W_R - m_{st_f} \cdot g &= 0 \\ W_L &= m_{st_f} \cdot g - W_R \\ W_L &= 86,52 \cdot 9,81 - 136,76 \\ W_L &= 711,96 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.21)$$

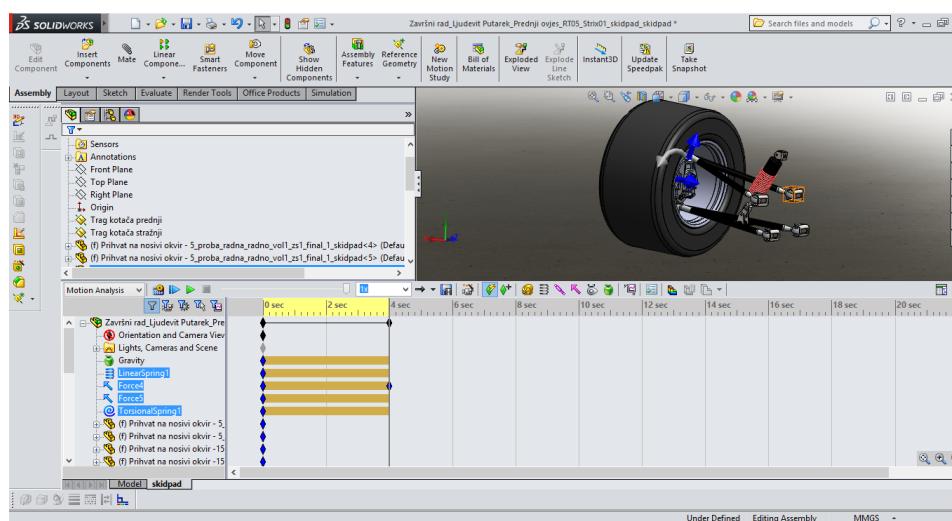
Vertikalna sila na lijevom dijelu prednjeg ovjesa dobivena u *CarSimu* iznosi 907 N u trenutku pojave najvećeg bočnog ubrzanja. Razlika između iznosa vertikalne sile dobivene numeričkim i analitičkim načinom nastaje zato što *CarSim* uzima i geometriju ovjesa, te aerodinamičke sile kod izračuna vertikalnog opterećenja, dok analitičkim proračunom se te vrijednosti ne uzimaju u obzir. U daljnjem dijelu proračuna koristi će se analitički određena vrijednost vertikalnog opterećenja.

5.3. Izračun reakcijskih sila

Nakon što je određen iznos vanjskog opterećenja, mogu se izračunati iznosi reakcijskih sila na gornjem ramenu lijevog ovjesa. Analiza se provodi u *Solidworks Motionu*, a sam postupak je sličan analizi prikazanoj u poglavlju 3.3, a razlika je što se sklop u ovom poglavlju sastoji od cijelog sklopa kotača.

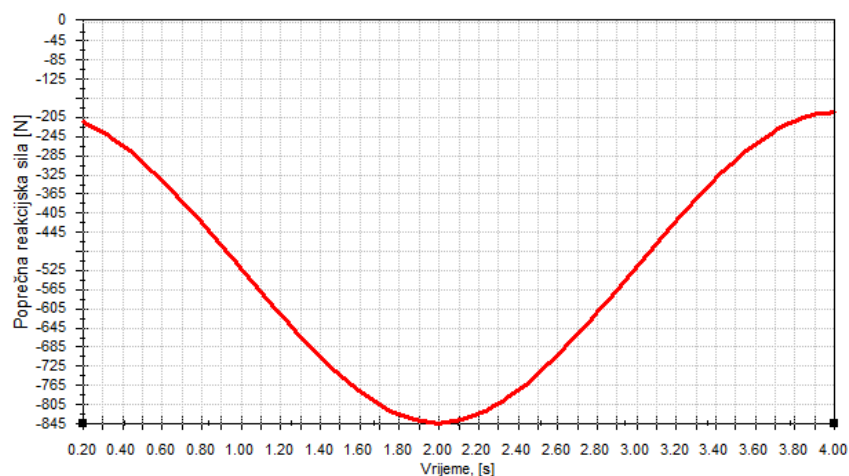
Kao vanjsko opterećenje modelirana je bočna sila koja djeluje u središtu sklopa kotača, dok vertikalna sila djeluje kroz središte nosača. Vertikalna sila se mijenja po kubičnoj funkciji, kao što je prikazano na slici 3.5., a maksimalna vrijednost iznosi 711,96 N. Bočna sila se pretpostavlja kao konstantna sila u iznosu od 1491 N.

Guma je modelirana kao torzijska opruga, a krutost gume iznosi 136 N/mm. Sama vrijednost krutosti gume preuzeta je iz pretpostavljenih postavka bolida u *CarSimu*. Također, nema lisnate opruge, već je opruga modelirana kao u poglavlju 3.3.

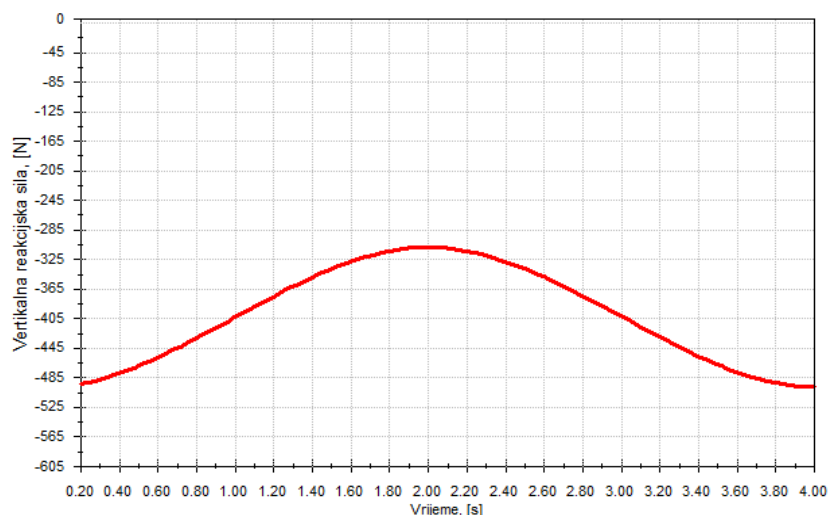


Slika 5.8. Prikaz sklopa za opterećenja s vanjskim opterećenjima u *Skidpadu*.

Nakon završetka simulacije, rezultati reakcijskih sila prikazuju se na spoju gornjeg ramena s nosačem kotača kao i u poglavlju 3.3. Na slikama 5.9. prikazana je raspodjela poprečne reakcijske sile, a na slici 5.10. prikazana je raspodjela vertikalne reakcijske sile.



Slika 5.9. Promjena poprečne reakcijske sile.

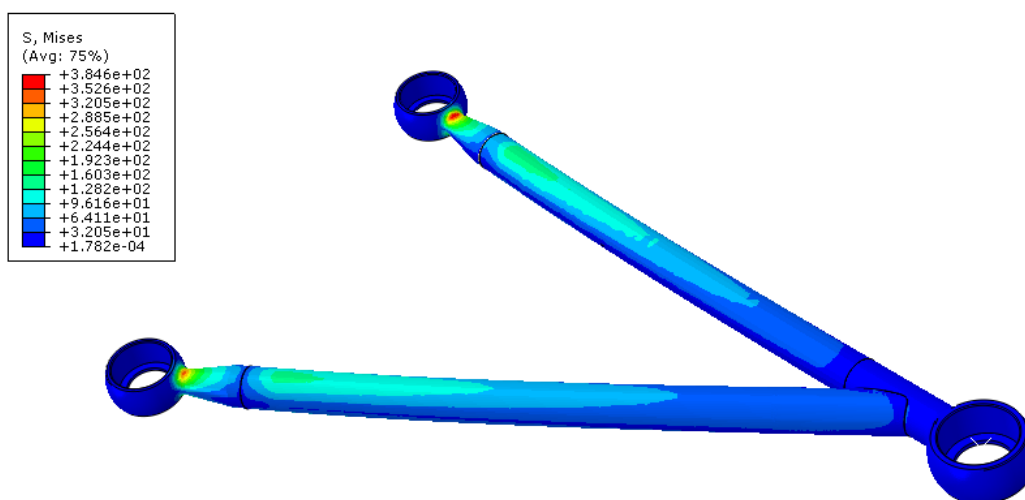


Slika 5.10. Promjena vertikalne reakcijske sile.

5.4. Analiza naprezanja – Skidpad

Izračunavanjem reakcijskim sila, mogu se izračunati naprezanja na ovjesu bolida u ispitnoj proceduri *Skidpad*. Postupak strukturiranja mreže te zadavanje rubnih uvjeta i opterećenja je jednak postupku opisanom u poglavlju 3.4. Jedina razlika je u iznosu reakcijskih sila. Kod analize naprezanja za proceduru *Skidpad* iznosi reakcijskih sila očitani su iz slika 5.9. i 5.10, točnije, iznos vertikalne sile iznosi 305 N, a poprečne sile 845 N.

Na slici 5.11 prikazana je raspodjela naprezanja gornje ramena prednjeg ovjesa bolida u ispitnoj proceduri *Skidpad*. Mjerne jedinice su [MPa].

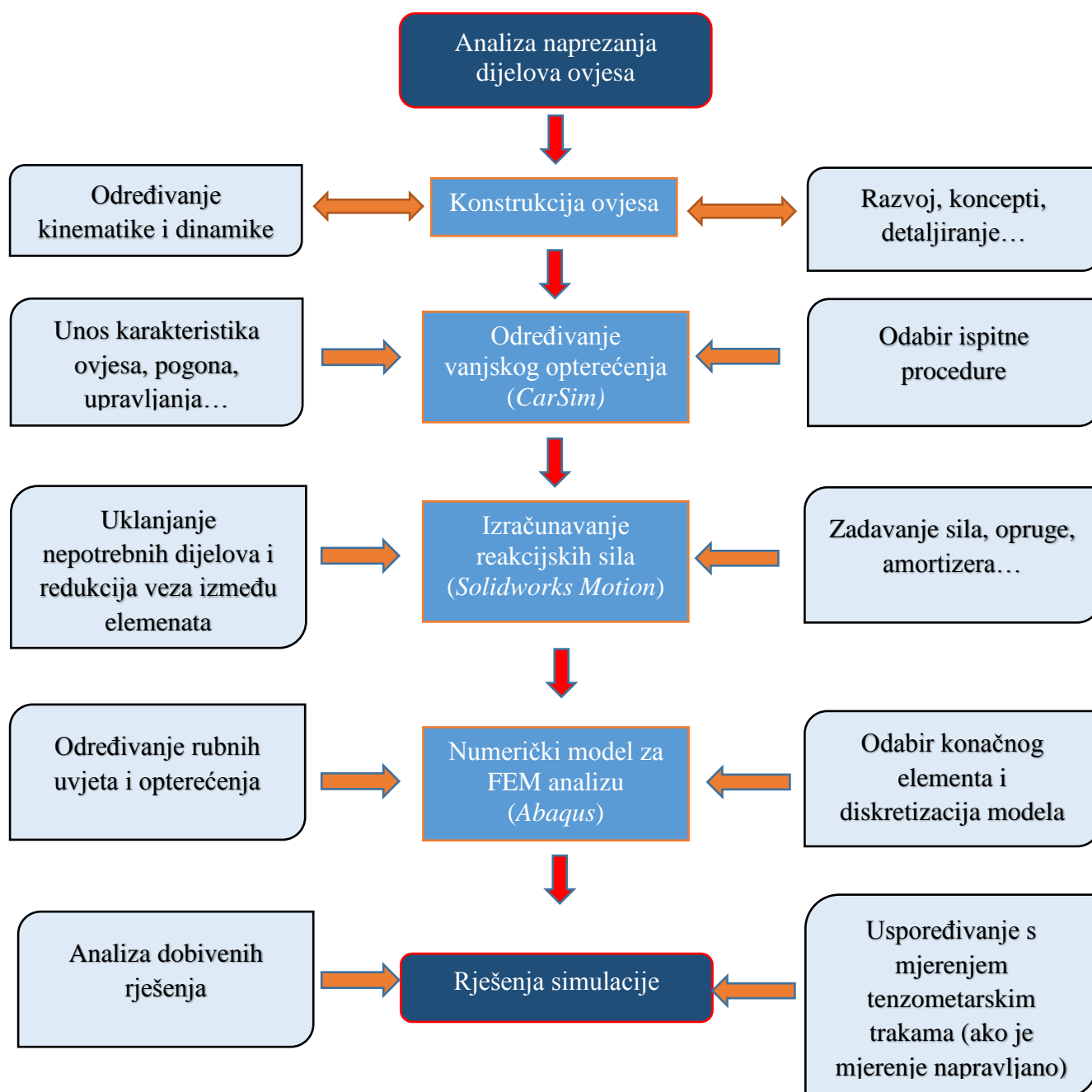


Slika 5.11. Prikaz naprezanja za ispitnu proceduru *Skidpad*.

Iz slike 5.11. vidi se da se najveće naprezanje javlja na prihvati sfernog ležaja na strani šasijske, tj. na njihovom najužem dijelu. Cijevi ovjesa zadovoljavaju uvjete čvrstoće, no važno je naglasiti da same rezultate treba uzeti s određenom „zadržkom“ jer u samoj vožnji ostvaruju se razna udarna dinamička opterećenja, te ne možemo ove rezultate analize naprezanja smatrati u potpunosti točnima. No, kako se vidi da naprezanja na slici 5.11 ne prelaze granicu od 400 MPa, što je manje od granice tečenja od zadanog materijala cijevi (695 MPa), može se ta razlika uzeti kao dinamički faktor, odnosno faktor sigurnosti.

6. DIJAGRAM TOKA

Na slici 6.1 prikazan je dijagram toka analize naprezanja dijelova ovjesa. Za uspješnu provedbu analize, potrebno je proći kroz sve korake prikazane na slici.



Slika 6.1. Dijagram toka određivanja naprezanja dijelova ovjesa.

7. ZAKLJUČAK

U radu je prikazan proračun određivanja naprezanja lijevog gornjeg ramena prednjeg ovjesa bolida *Strix* za slučaj statičkog i dinamičkog opterećenja. Shodno prethodno prikazanim postupcima, moguće je odrediti raspodjelu naprezanja i na ostalim dijelovima ovjesa bolida. U slučaju statičkog opterećenja promatrano je vanjsko opterećenje koje nastaje uslijed djelovanja vertikalne vlačne sile na nosač kotača, dok se kod dinamičkog opterećenja promatrana vanjsko opterećenje u ispitnoj proceduri *Skidpad*. Same reakcijske sile na ramenu, nastale uslijed vanjskog opterećenja, a koriste se kod izračunavanja naprezanja programskom paketu *Abaqus 6.12.*, izračunate su u *Solidworks Motionu*. Važno je napomenuti da je lisna opruga zamijenjena spiralnom oprugom na amortizeru, te je prije analize potrebno izbrisati višak veza. Kod analize naprezanja kao rubni uvjet modelirano je uklještenje na prihvata sfernih ležaja na strani šasije. Osim toga nije modelirana sila koja se javlja u opruzi uslijed vertikalnog hoda kotača a djeluje u suprotnom smjeru od vanjskog opterećenja te samim time smanjuje utjecaj vanjskog opterećenja. Iz rezultata raspodjele naprezanja kod statičkog i dinamičkog opterećenja može se zaključiti da cijevi zadovoljavaju uvjete čvrstoće. Najveća naprezanja pojavljuje se na najužem presjeku prihvata sfernih ležajeva na strani šasije, upravo zbog rubnog uvjeta uklještenja. Iz dobivenih rezultata također je moguće zaključiti da bi se promjeri cijevi mogli smanjiti te se mogu upotrijebiti i ležajevi manjih dimenzija, ali treba oprezno odabrati dimenzije elemenata kako se ne bi narušile pravilnikom dopuštene veličine, a ujedno i uvjeti čvrstoće te krutosti. Važno je napomenuti da se točniji iznosi naprezanja mogu dobiti tek mjerenjem deformacija, odnosno naprezanja tenzometarskim trakama, no postupak mjerenja je skup. Sam postupak određivanja kinematike i dinamike ovjesa, a ujedno i konstruiranja potrebnih dijelova je dugotrajan iterativan postupak. Tijekom izrade ovjesa mnoge stvari se primjenjuju kao iskustvene vrijednosti, te se često kod izrade prvog ovjesa bolida primjenjuje određena predimenzioniranost kako bi se osigurala sigurnost sustava. Tek nakon samog testiranja bolida moguće je donositi određene zaključke o pouzdanosti i sigurnosti ovjesa, te se tek onda može primijeniti daljnja optimizacija elemenata ovjesa.

LITERATURA

- [1] Milliken, W. F. i Milliken, D. L. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale: SAE Inc.
- [2] Smith, C. (1978). *Tune to win*. Fallbrook: Aero Publishers.
- [3] Lulić, Z., Ormuž, K. i Šagi, G. (2016). *Ovjes vozila* (neobjavljeno predavanje iz kolegija Motorna vozila). Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb.
- [4] Kovarik, B. (2015). *Konstrukcija ovjesa FSAE bolida Strix* (neobjavljeni seminarski rad iz kolegija Projekt MiV). Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb.
- [5] Abaqus Analysis User's Manual (n.d.). Preuzeto s https://things.maths.cam.ac.uk/computing/software/abaqus_docs/docs/v6.12/books/usb/default.htm (23.12.2016.)
- [6] Sorić J. (2004). *Metoda konačnih elemenata*. Zagreb: Golden marketing Tehnička knjiga.
- [7] Dhondt, G. (2014). *CalculiX CrunchiX USER'S MANUAL version 2.7*. Preuzeto s http://web.mit.edu/calculix_v2.7/CalculiX/ccx_2.7/doc/ccx/node32.html (10.1.2017.)
- [8] Tonković, Z. (2010): *Teorija konvergencija i usitnjavanje mreže* (neobjavljeno predavanja iz kolegija Numerička analiza konstrukcija). Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb.
- [9] Matbase (n.d.). Preuzeto s <https://www.matbase.com/material-categories/metals/ferrous-metals/high-grade-steel/material-properties-of-high-grade-steel-25crmo4.html#properties> (12.1.2017.)
- [10] Husnjak M. (2004). *Elektrootpornički tenzometri*. Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb.
- [11] Logos Electromechanical (n.d.). Preuzeto s <http://www.logos-electro.com/blog/2012/5/5/were-sponsoring-uws-formula-sae-team.html> (2.2.2017.)
- [12] HBM (n.d.). Preuzeto s <https://www.hbm.com/en/4998/webinar-tips-and-tricks-for-using-strain-gauges/>
- [13] Domitran Z. (2007). *Uređaj za usmjeravanje momentnih ključeva* (Diplomski rad). Preuzeto s http://repozitorij.fsb.hr/219/1/08_01_2008_UREDJAJ_ZA_UMJERAVANJE_MOMENTNIH_KLJUČEVA.pdf
- [14] HBM (n.d.). Preuzeto s <https://www.hbm.com.pl/pdf/s1265.pdf>
- [15] MiniInTheBox.com (n.d.). Preuzeto s <http://miniimg2.rightinthebox.com/images/384x384/201504/kljabb1429182056519.jpg> (5.2.2017.)

PRILOZI

I. CD-R